

# Pkw-Klimaanlagen mit Zulufttemperaturen unter 0°C

Von der Fakultät für Maschinenbau  
der Technischen Universität Carolo-Wilhelmina zu Braunschweig

zur Erlangung der Würde

eines Doktor-Ingenieurs (Dr.-Ing.)

genehmigte Dissertation

von: Jan-Christoph Albrecht

aus (Geburtsort): Köln

eingereicht am: 04.10.2019

mündliche Prüfung am: 23.11.2020

Vorsitz: Prof. Dr.-Ing. Ferit Küçükay

Gutachter: Prof. Dr.-Ing. Jürgen Köhler

Prof. Dr.-Ing. Ullrich Hesse

2020

für Aaron und Marcel

## **Danksagung**

Mein besonderer Dank gilt Carsten Wachsmuth für die gute und humorvolle Zusammenarbeit während des praktischen Teils dieser Arbeit.

Bei Jochen Westhäuser bedanke ich mich für die Unterstützung, Korrekturen und die motivierenden Worte bei der Erstellung des schriftlichen Teils dieser Arbeit.

Ebenfalls möchte ich mich bei den von mir betreuten Studierenden Bastian, Daniel, Daniel, Daniela, Emily, Eugen, Julian, Luis, Marko, Michael, Nour, Peter, Sebastian, Serge, Valentin und You für die tolle Zusammenarbeit bedanken - ungeachtet, ob eure Tätigkeiten inhaltlich im engeren oder weiteren Umfeld dieser Dissertation lagen.

Bei meinem Doktorvater Herrn Prof. Dr.-Ing. Jürgen Köhler bedanke ich mich für die fachliche Betreuung und Begutachtung dieser Arbeit. Herrn Prof. Dr.-Ing. Ullrich Hesse danke ich für die Übernahme des Zweitgutachtens, Herrn Prof. Dr.-Ing. Ferit Küçükay für den Vorsitz der Prüfungskommission.

Bei Dr.-Ing. Nicholas Lemke möchte ich mich für die fachliche Betreuung der Arbeit herzlich bedanken.

Bei meiner Frau bedanke ich mich für die Unterstützung und die Bereitschaft, auf so viele Stunden gemeinsame Freizeit zu verzichten.

## **HVAC systems with inlet air temperatures below 0°C**

HVAC systems are widely used for cooling the passenger compartment of passenger cars. All these systems are working with inlet air temperatures above 0°C for avoiding icing of the evaporator, which has a negative impact on the operation of the air conditioning system.

The disadvantage in the limitation of the inlet air temperature above 0°C is a reduced sound quality and a limited thermal comfort. By using an air flow for cooling the cabin, there is a trade-off between a good sound quality by avoiding a high air volume flow and a good thermal comfort based on a high air volume flow.

In this thesis the limitation on the air temperature of 0°C was ignored and an icing of the evaporator was accepted. This is widely used for storage room cooling, but is new for cooling mobile or stationary passenger compartments.

Based on measurements of two car prototypes, it was proved, that air temperatures above 0°C are suitable to solve the trade-off between sound quality and thermal comfort.

By reducing the air temperature after the evaporator on -15°C, the same thermal comfort can be reached with subjective half the noise, which significantly improves the sound quality. On the other hand, the thermal comfort can be improved significantly by reducing the air flow temperature at the same air volume flow and so the same sound quality.

A substantial disadvantage is the reduced efficiency of the refrigerant cycle by lowering the air flow temperature, so the fuel consumption of the car will increase.

For battery electric vehicles the demand of a good sound quality of the HVAC will increase, and by using green electricity the ecological disadvantage of the lower efficiency of the refrigerant cycle will be reduced.

In this respect reducing the air flow temperature after the evaporator under 0°C is an attractive concept for battery electrical vehicles.

## **PKW-Klimaanlagen mit Zulufttemperaturen unter 0°C**

Klimaanlagen in Kraftfahrzeugen zur Kühlung des Passagierraums sind in Personenkraftwagen weit verbreitet. Diesen Anlagen ist gemein, dass sie für Zulufttemperaturen oberhalb von 0°C ausgelegt sind. Dies dient primär der Vermeidung einer Verdampfervereisung, die negative Auswirkungen auf den Betrieb der Kälteanlage hat. Die Beschränkung der Zulufttemperaturen auf über 0°C führt jedoch zu Nachteilen für den akustischen und thermischen Komfort des Fahrzeugs. Durch die Kühlung des Fahrzeuges mittels eines Luftvolumenstroms besteht ein Zielkonflikt zwischen dem thermischen Komfort, welcher von großen Volumenströmen profitiert, und dem akustischen Komfort, welcher auf niedrigere Volumenströme angewiesen ist.

Im Rahmen dieser Arbeit wurde die Beschränkung der Zulufttemperaturen auf über 0°C ignoriert und eine Verdampfervereisung bewusst zugelassen. Eine Abkühlung der Luft am Verdampfer auf unter 0°C ist Stand der Technik zur Kühlung von Laderäumen, jedoch neuartig zur Klimatisierung von Passagierräumen sowohl in der stationären, als auch in der mobilen Kälteanwendung.

Basierend auf Messungen mit zwei Fahrzeugaufbauten konnte der Nachweis erbracht werden, dass Lufttemperaturen unter 0°C nach dem Verdampfer geeignet sind, den Zielkonflikt zwischen akustischem Qualitätseindruck und thermischem Komfort im Kühlbetrieb zu entschärfen.

Bei der angestrebten Absenkung der Lufttemperatur auf -15°C konnte dadurch unter Beibehaltung des thermischen Komforts das subjektiv wahrgenommene Geräusch halbiert werden, was den akustischen Qualitätseindruck der Klimaanlage signifikant verbessert. Alternativ konnte unter Beibehaltung des akustischen Qualitätseindrucks der thermische Komfort gegenüber dem Stand der Technik deutlich erhöht werden.

Ein gravierender Nachteil der vorgestellten Absenkung der Lufttemperatur nach dem Verdampfer besteht in der geringeren Effizienz des Kältemittelkreislaufes, was sich in einem Mehrverbrauch des Fahrzeugs durch die Klimaanlage äußert.

Vor dem Hintergrund der zunehmenden Verbreitung von Elektromobilität werden zum Einen die Anforderungen an den akustischen Komfort im Fahrzeug steigen, des Weiteren wird bei der Verwendung von regenerativ erzeugtem Strom der ökologische Nachteil der schlechteren Effizienz reduziert. Insofern stellt die Absenkung der Lufttemperaturen nach dem Verdampfer unter 0°C ein attraktives Konzept für Elektrofahrzeuge dar.

# I Inhaltsverzeichnis

I	Inhaltsverzeichnis.....	I
II	Abbildungsverzeichnis.....	III
III	Tabellenverzeichnis.....	V
1	Einleitung.....	1
1.1	Einfluss der Klimaanlage auf den Komfort im Fahrzeug.....	3
1.1.1	Thermischer Komfort.....	4
1.1.2	Akustische Qualitätswahrnehmung.....	7
1.2	Ziel und Vorgehen der Arbeit.....	8
1.3	Einordnung in den Stand der Technik und Beitrag zur Wissenschaft.....	9
2	Grundlagen.....	12
2.1	Kältemittelkreisläufe im PKW.....	12
2.2	Klimageräte und Gebläse-Akustik in PKW.....	13
2.3	Vereisung von Lamellen-Wärmeübertragern.....	16
3	PKW-Klimaanlagen mit Zulufttemperaturen unter 0°C.....	20
3.1	PKW-Klimaanlagen mit Zulufttemperaturen unter 0°C mit zwei Kältekreisen.....	26
3.1.1	Anordnung und Dimensionierung der Komponenten.....	28
3.1.2	Untersuchungen am Prüfstand.....	39
3.1.3	Untersuchungen am Fahrzeug.....	45
3.1.4	Bewertung von PKW-Klimaanlagen mit Zulufttemperaturen unter 0°C mit zwei Kältekreisen.....	68
3.2	PKW-Klimaanlagen mit Zulufttemperaturen unter 0°C mit einem Kältekreis.....	70
3.2.1	Varianten von Kältekreisen.....	71
3.2.2	Anordnung und Dimensionierung der Komponenten.....	80
3.2.3	Fahrzeugaufbau.....	84
3.2.4	Erprobungsergebnisse.....	86

3.2.5	Bewertung von PKW-Klimaanlagen mit Zulufttemperaturen unter 0°C mit einem Kältekreis .....	92
3.3	Verwendung von R-744 in PKW-Klimaanlagen mit Zulufttemperaturen unter 0°C	94
3.3.1	Einfluss der Saugdichte auf die Funktion des Kältekreises .....	94
3.3.2	Zielkonflikt zwischen Kälteleistung und Verdichtungsendtemperatur bei R-744-Anlagen mit niedrigem Saugdruck.....	96
3.3.3	Bewertung von PKW-Klimaanlagen mit Zulufttemperaturen unter 0°C mit dem Kältemittel R-744.....	101
4	Zusammenfassung.....	102
5	Literaturverzeichnis.....	104
6	Anhang .....	112
6.1	Beschreibung der Umgebungsbedingungen und Fahrparameter zu Kap. 3.1.3.3 ...	112
6.2	Beschreibung der Umgebungsbedingungen und Fahrparameter zu Kap. 3.2.4.1 ...	113
6.3	Detaillierte Informationen zu der Simulation in Kapitel 3.1.1.1 .....	114

## II Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1: Kältekreis mit zwei luftseitig seriell angeordneten Verdampfern, entnommen aus: Patent JP,3145551,U .....	2
Abbildung 2: Klimatisierung eines Büroraums vs. Fahrgastraums eines Pkw bei mitteleuropäischen Bedingungen, entnommen aus: Großmann (2013), Seite 14.....	6
Abbildung 3: Schematisches Diagramm des experimentellen Systems, entnommen aus: Li und Su, 2003. ....	10
Abbildung 4: Schalldruckpegel am Fahrerohr bei verschiedenen Luftmassenströmen der Klimatisierung im Fahrzeug, im Stand ohne aktiven Verbrennungsmotor gemessen....	15
Abbildung 5: Querschnitt einer durch Reif verblockten Wärmeübertrager-Lamelle entnommen aus: Westhäuser (2018), Seite 13.....	18
Abbildung 6: Klimagerät schematisch mit zwei luftseitig seriell angeordneten Verdampfern	22
Abbildung 7: h,x-Diagramm der zweistufigen Abkühlung feuchter Luft. Idealisierter Prozess (blau) und möglicher realer Prozess (grau).....	23
Abbildung 8: Schematische Darstellung von zwei Kältemittelkreisläufen im logarithmischen Druck-Temperatur-Diagramm .....	27
Abbildung 9: Logarithmisches Druck-Enthalpie-Diagramm verschiedener Verflüssigerpositionen für den zweiten Kältemittelkreislauf .....	32
Abbildung 10: Logarithmisches Druck-Enthalpie-Diagramm verschiedener Verflüssigerpositionen für den ersten Kältemittelkreislauf .....	33
Abbildung 11: Schematische Darstellung der Anordnung von Verflüssiger und Verdampfern im Fahrzeug .....	34
Abbildung 12: Lufttemperaturen und Luftmenge des Prüfstandsversuchs bei einer wiederholten Vereisung eines Verdampfers, entnommen aus: Homann (2014), Seite 37 .....	42
Abbildung 13: Ein- und Austrittsbedingungen der Luft bei Prüfstandsversuchen, dargestellt im h,x-Diagramm.....	43
Abbildung 14: Vergleich der Verdampfertemperaturen während der Abkühlung .....	48
Abbildung 15: Lufttemperaturen am Personenausströmer während der Abkühlung, Vergleich zwischen der zweistufigen Verdampfung mit zwei Kältekreisen und einem Kältekreis ohne Vereisung des Verdampfers .....	51
Abbildung 16: Abkühlkurve mit Kopfraumtemperaturen und Komfortaussage .....	53



Abbildung 17: Lufttemperaturen nach dem ersten und zweiten Verdampfer über die Messzeit in Stunden aufgetragen .....	55
Abbildung 18: Schalldruckpegel an der Ohrposition bei konstanter Luftmenge mit verändertem luftseitigem Druckverlust im Klimagerät .....	62
Abbildung 19: Prozessführung eines Kältekreis mit einem Verdichter und zwei kältemittelseitig seriellen Verdampfern im logarithmischen Druck-Enthalpie-Diagramm .....	71
Abbildung 20: Kältekreis (10) mit zwei Verdichtern (21, 22), zwei Verdampfern (41, 42) und einem gemeinsamen Verflüssiger (30) sowie Expansionsventilen (51, 52, 53 & 71) ...	72
Abbildung 21: Zwei Varianten der zweistufigen Verdampfung in einem Kältekreis. Linke Darstellung kältemittelseitig seriell angeordnete Verdampfer, rechte Darstellung kältemittelseitig parallel angeordnete Verdampfer .....	73
Abbildung 22: Ejektor-Kältemittelkreislauf-Schema, entnommen aus: Kawamoto, Y. et al. (2017), Seite 103.....	76
Abbildung 23: Kältemittelverhalten eines Ejektor-Kältemittel-Kreislaufs (ECS) im p-h- Diagramm verglichen mit einem konventionellen Kältemittelkreislauf, entnommen aus: Kawamoto, Y. et al. (2017), Seite 103.....	78
Abbildung 24: Übersicht des Einflusses verschiedener Expansionsorgane auf die Eigenschaften des Kältekreis bei einer kältemittelseitig seriellen Anordnung der beiden Verdampfer, entnommen aus: Hildebrandt (2015), Seite 27 .....	81
Abbildung 25: Abkühlversuch angenähert an DIN 1946-3, aufgetragen über die Versuchszeit in Minuten.....	88
Abbildung 26: Abkühlversuch mit erhöhter Motordrehzahl und Fahrgeschwindigkeit .....	89
Abbildung 27: Lufttemperaturen nach dem Verdampfer über die Messzeit in Stunden aufgetragen.....	90
Abbildung 28: Drei Kreisprozesse mit dem Kältemittel R-744 und unterschiedlichen Inneren Wärmeübertragern .....	97
Abbildung 29: Schaltbarer IWT mit Einstellung der Wärmeleitung durch eine Anpassung des Kältemittelflusses, entnommen aus: DE 10 2016 203 758 A1 .....	98
Abbildung 30: Schaltbarer IWT mit Anpassung des wärmeleitenden Mediums zur Anpassung der Wärmeleitung, entnommen aus: DE 10 2016 203 758 A1 .....	99

### III Tabellenverzeichnis

Tabelle 1: Sieben Punkte der Klimabeurteilungsskala. Durchschnittswerte für die Klimabeurteilung einer großen Personengruppe abhängig vom PMV-Index, entnommen aus: DIN EN ISO 7730. ....	5
Tabelle 2: Antriebsleistung der Verdichter bei verschiedenen Verflüssigerpositionen .....	32
Tabelle 3: Prüfstandsuntersuchungen zum Vereisungsverhalten, entnommen aus: Homann (2014), Seite 36.....	41
Tabelle 4: Vereisungsdauer bis zur Einleitung der Abtauung für verschiedene Messungen, entnommen aus: Homann (2014), Seite 36-37 .....	44
Tabelle 5: Randbedingungen der Fahrzeugmessungen mit zwei Kältekreisen.....	113
Tabelle 6: Randbedingungen der Fahrzeugmessungen mit einem Kältekreis .....	114
Tabelle 7: Daten der Simulation der verschiedenen Verflüssigerpositionen .....	116

# 1 Einleitung

Klimaanlagen in Kraftfahrzeugen zur Kühlung des Passagierraums sind in Personenkraftwagen weit verbreitet.<sup>1</sup>

Diesen Anlagen ist gemein, dass sie für Zulufttemperaturen oberhalb von  $0^{\circ}\text{C}$ <sup>2</sup> ausgelegt sind. Dies dient primär der Vermeidung einer Verdampfervereisung, die negative Auswirkungen auf den Betrieb der Kälteanlage hat. Hier sei vor allem der steigende luftseitige Druckverlust genannt, mit der primären Auswirkung, dass dadurch der Luftvolumenstrom durch den Verdampfer reduziert wird.

Die Beschränkung der Zulufttemperaturen auf über  $0^{\circ}\text{C}$  führt jedoch zu Nachteilen für den akustischen und thermischen Komfort des Fahrzeuges. Durch die Kühlung des Fahrzeuges mittels eines Luftvolumenstroms besteht in vielen Betriebspunkten ein Zielkonflikt zwischen dem thermischen Komfort, welcher von großen Volumenströmen profitiert, und dem akustischen Komfort, welcher auf niedrigere Volumenströme angewiesen ist.

Im Rahmen dieser Arbeit wurde die Beschränkung der Zulufttemperaturen auf über  $0^{\circ}\text{C}$  ignoriert und eine Verdampfervereisung bewusst zugelassen. Eine Abkühlung der Luft am Verdampfer auf unter  $0^{\circ}\text{C}$  ist Stand der Technik zur Kühlung von Laderäumen, jedoch neuartig zur Klimatisierung von Passagierräumen in der mobilen Kälteanwendung. Die vorliegende Arbeit untersucht dabei experimentell verschiedene Konzepte zum Betrieb einer Anlage mit Zulufttemperaturen unter  $0^{\circ}\text{C}$  und bewertet diese für den Einsatz im Personenkraftwagen. Diese Bewertung umfasst im Wesentlichen die Bewertung der Auswirkungen auf den thermischen und den akustischen Komfort sowie im Rahmen von theoretischen Überlegungen auf die Energieeffizienz der Klimaanlage.

Den untersuchten Konzepten ist gemein, dass die Abkühlung zweistufig erfolgt. Hierbei orientiert sich die Arbeit an einer unter der Patentnummer JP 3145551 beschriebenen Erfindung für

---

<sup>1</sup> Im Jahr 2007 betrug die Ausstattungsquote mit Klimaanlage bei neuzugelassenen PKW in Deutschland 96%, siehe Schwarz (2010), Seite 13.

<sup>2</sup> Die Temperaturgrenze von  $0^{\circ}\text{C}$  wurde in diesem Fall angeführt, da diese ungefähr dem Gefrierpunkt von Wasser bei Atmosphärendruck entspricht. Bekannt ist, dass sich der Gefrierpunkt durch Verunreinigungen des Wassers oder eine Veränderung des Druckes verändert,  $0^{\circ}\text{C}$  also nur für gewisse Kombinationen aus Verunreinigungen und Druck den Gefrierpunkt darstellt (siehe Brockhaus (1896), Seite 524). Zur besseren Lesbarkeit wird im Folgenden nicht explizit der Gefrierpunkt des Kondenswassers am Verdampfer genannt, sondern dieser mit  $0^{\circ}\text{C}$  beschrieben.

Kühlschränke, siehe Abbildung 1. Bei dieser Kälteanlage wird die Luft zunächst an einem Verdampfer mit einer Betriebstemperatur von über  $0^{\circ}\text{C}$  gekühlt und das kondensierende Wasser flüssig abgeführt. Anschließend wird die Luft mithilfe eines zweiten, luftseitig seriell geschalteten Verdampfers auf unter  $0^{\circ}\text{C}$  abgekühlt. Vorteilhaft bei diesem Konzept ist, dass ein Großteil der ausfallenden Luftfeuchtigkeit am luftseitig ersten Verdampfer kondensiert und flüssig abgeführt werden kann und nur ein geringer Teil der Luftfeuchtigkeit als Reif am luftseitig zweiten Verdampfer gefriert.

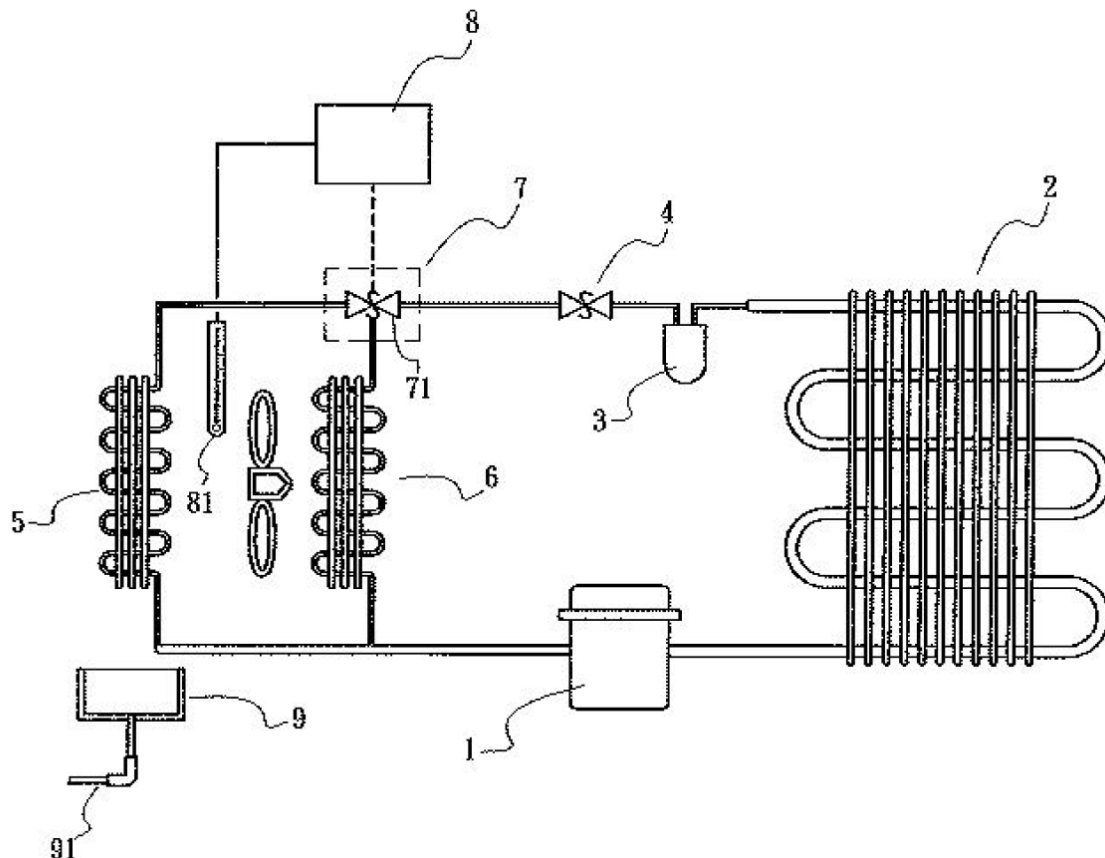


Abbildung 1: Kältekreis<sup>3</sup> mit zwei luftseitig seriell angeordneten Verdampfern, entnommen aus: Patent JP,3145551,U

<sup>3</sup> Zur besseren Lesbarkeit wurde der thermodynamisch korrekte Begriff „Kältemittelkreislauf“ an einigen Stellen dieser Arbeit durch den umgangssprachlich verbreiteten Begriff „Kältekreis“ ersetzt.

## 1.1 Einfluss der Klimaanlage auf den Komfort im Fahrzeug

Zwei Aspekte des Gesamtkomforts werden wesentlich durch die Klimaanlage im Fahrzeug beeinflusst. Dies ist zum einen der thermische Komfort, zum anderen der akustische Qualitätseindruck im Fahrzeug. Die Relevanz der Klimaanlage auf den thermischen und den akustischen Komfort zeigt sich in Kundenbefragungen. Hier wird das zu langsame Erreichen der gewünschten Innenraumtemperatur sowie das zu hohe Gebläsegeräusch als Beanstandung geführt.<sup>4</sup> Hieraus ist zu erkennen, dass eine wesentliche Verbesserung der Kundenzufriedenheit mit der Klimatisierung durch eine Verbesserung des thermischen Komforts beim Kühlen des Fahrzeuginnenraums sowie des akustischen Komforts zu erreichen wäre.

Neben der oben beschriebenen Kühlung des Innenraums dient die Klimaanlage ebenfalls der Entfeuchtung der Luft im Fahrzeug-Innenraum. Im Kühlbetrieb liegt der Fokus dabei auf der Vermeidung einer unangenehmen Luftfeuchtigkeit im Innenraum, zum Beispiel einer Luftfeuchtigkeit oberhalb von 11,5g/kg.<sup>5</sup> Im Heizbetrieb kann die Luft zunächst entfeuchtet und dabei abgekühlt, um anschließend wieder aufgeheizt zu werden.<sup>6</sup> Eine Reduzierung der Luftfeuchtigkeit im Heizbetrieb dient unter anderem dazu, Beschlag auf der Innenseite der Fahrzeugscheiben zu vermeiden bzw. zu reduzieren.<sup>7</sup> Ein Absenken der Lufttemperatur auf unter 0°C am Verdampfer ist generell geeignet, um gegenüber dem Stand der Technik trockenere Luft dem Innenraum zuzuführen. Da die absolute Luftfeuchtigkeit bei einer Lufttemperatur von 2°C nach Verdampfer mit ~ 4g/kg bereits unterhalb der komfortablen Luftfeuchtigkeit liegt,<sup>8</sup> kann eine Absenkung der Luftfeuchtigkeit dazu dienen, einen komfortablen Bereich schneller zu erreichen. Im stationären Betrieb ist jedoch eine Abkühlung der Luft auf 2°C erfahrungsgemäß ausreichend, um ein komfortables Niveau der Luftfeuchtigkeit im Innenraum zu halten.

---

<sup>4</sup> J.D. Power (2012), Seite 2, nennt unter den fünf häufigsten Beanstandungen bei einer in China durchgeführten Kundenbefragung von Neufahrzeugkäufern in 2011 und 2012 die zu langsame Abkühlung des Innenraums („air conditioning doesn't get cold enough fast enough“). J.D. Power (2014) nennt für den US-Markt die gleiche Beanstandung für das Jahr 2013 als die häufigste Beanstandung im Bereich Klimatisierung. Zeller (2018), Seite 398, nennt „das Gebläse der Klimaanlage in zahlreichen Fahrzeugen einen Beanstandungsgrund“. Veröffentlichte Kundenstudien zu diesem Kriterium konnten nur eingeschränkt gefunden werden. J.D. Power (2012-2) nennt als dritthäufigste Beanstandung im untersuchten B-Segment in Thailand in 2011 die beiden Kriterien „fan/blower excessive noise“ und „air conditioning doesn't get cold enough fast enough“.

<sup>5</sup> Vgl. DIN 1946 (2006), Seite 9.

<sup>6</sup> Vgl. Lunanova (2009), Seite 147.

<sup>7</sup> Vgl. DIN 1946 (2006), Seite 9.

<sup>8</sup> In der DIN 1946 wird auf Seite 8 eine komfortable Luftfeuchtigkeit von 30%-60% genannt. D. Spath nennt die Grenzen des Komfortbereichs in Gebäuden zwischen 30% und 70% relativer Feuchte. Die Untergrenze von 30% rel. Feuchte bedeutet bei einer niedrig angenommenen Raumtemperatur von 20°C eine absolute Feuchtigkeit von 4,5 g/kg.

Hierzu wird der Luftvolumenstrom so eingestellt, dass die im Innenraum zugeführte Luftfeuchtigkeit, zum Beispiel durch Atmung der Insassen, von der zugeführten Luft aufgenommen werden kann.

### **1.1.1 Thermischer Komfort**

Der thermische Komfort wird bei aktuellen Fahrzeugen hauptsächlich über eine Konditionierung der Luft erreicht. Ein wesentlicher Einflussfaktor für den thermischen Komfort ist dabei das schnelle Erreichen einer für den Kunden angenehmen Innenraumtemperatur, welches durch das Einströmen oder Umwälzen von warmer oder kalter Luft erreicht wird.

Im Heizbetrieb ist die Erwärmung der Kontaktflächen Stand der Technik, hierbei ist vor allem die Beheizung von Sitzflächen verbreitet, die Beheizung von Lenkrädern und Armauflagen ist ebenfalls Stand der Technik.<sup>9</sup> Die Beheizung weiterer Flächen wie Kopfstützen, Türseitenverkleidungen oder der Instrumententafel ist Stand der Forschung.<sup>10</sup> Eine Erhöhung des thermischen Komforts durch gekühlte Kontaktflächen des Passagiers ist hingegen nicht verbreitet.<sup>11</sup> Eine schnelle Abkühlung des Innenraums sowie die Abfuhr des durch Sonneneinstrahlung oder konvektiven Wärmeübergang in die Kabine eingetragenen Wärmestroms erfolgt somit hauptsächlich durch die Klimaanlage.

Diese kühlt den Innenraum, indem am Verdampfer abgekühlte Luft in den Passagierraum eingeleitet wird. Die Temperatur der Luft nach dem Verdampfer wird dabei üblicherweise im Bereich von unter 10°C gehalten, um Geruchsereignisse zu vermeiden.<sup>12</sup> Ein Unterschreiten von 2°C kann zu einer Eisbildung am Verdampfer führen<sup>13</sup>, dieses Eis erhöht den luftseitigen Druckverlust am Verdampfer und reduziert somit die in die Kabine einströmende Luftmenge. Wenn die Eisbildung nicht erkannt und Gegenmaßnahmen wie eine Abtauung eingeleitet werden, führt dies zu einer Reduktion des thermischen Komforts.

Durch die Limitierung der Lufttemperatur am Verdampfer auf 2°C folgt, dass eine Steigerung der Kälteleistung nur durch eine Erhöhung der Luftmenge zu erreichen ist. Diese Erhöhung der

---

<sup>9</sup> Vgl. Audi AG (2019), Seite 36; Frisch et al. (2013), Seite 73.

<sup>10</sup> Vgl. Ackermann (2013), Seite 481, ebenfalls Schmidt et al. (2015), Seite 87.

<sup>11</sup> Bekannt sind belüftete Sitze, bei denen entweder unconditionierte oder gekühlte Luft durch den Sitzbezug gefördert wird. Hierbei handelt es sich jedoch um eine Kühlung mittels Luft und nicht um eine Konditionierung der Kontaktfläche.

<sup>12</sup> Vgl. Grauel (2010), Seite 2.

<sup>13</sup> Vgl. Großmann (2013), Seite 142.

Luftmenge führt wiederum zu einem gesteigerten Geräusch, welches den akustischen Komfort negativ beeinflusst, siehe Kapitel 1.1.2.

Weitere Aspekte des thermischen Komforts, wie zum Beispiel Strahlung oder Luftzugempfinden, sollen im Rahmen dieser Arbeit nicht weiter betrachtet werden.

Um den thermischen Komfort zu bewerten, wurde ein Verfahren genormt, welches auf Basis von objektiv messbaren Kriterien eine Prognose erlaubt, wie das vorausgesagte mittlere Votum (predicted mean vote, PMV) und der Prozentsatz an Unzufriedenen (predicted percentage of dissatisfied, PPD) bei einer Probandenstudie ausfallen würde.<sup>14</sup> Zur Berechnung des PMV werden dabei unter anderem die Lufttemperatur, die Strahlung sowie die Luftgeschwindigkeit an der Messposition berücksichtigt. Auf Basis dieser Berechnung wird der PMV-Wert ermittelt, welcher über eine 7-stufige Beurteilungsskala die durchschnittliche Klimabeurteilung einer großen Personengruppe vorhersagen kann, siehe Tabelle 1.<sup>15</sup>

<b>PMV</b>	<b>Durchschnittswert der Klimabeurteilung</b>
<b>+3</b>	Heiß
<b>+2</b>	Warm
<b>+1</b>	etwas warm
<b>0</b>	Neutral
<b>-1</b>	etwas kühl
<b>-2</b>	Kühl
<b>-3</b>	Kalt

*Tabelle 1: Sieben Punkte der Klimabeurteilungsskala. Durchschnittswerte für die Klimabeurteilung einer großen Personengruppe abhängig vom PMV-Index, entnommen aus: DIN EN ISO 7730.*

Aus dem PMV-Wert kann der Prozentsatz der Personen ermittelt werden, die mit dem Umgebungsklima unzufrieden sind (PPD), es also als zu kalt oder zu warm empfinden, entsprechend der Tabelle 1 mit „heiß“, „warm“, „kühl“ oder „kalt“ bewerten würden. Die Gleichung zur Berechnung wird in der Norm wie folgt definiert:<sup>16</sup>

$$PPD = 100 - 95 * \exp(-0,03353 * PMV^4 - 0,2179 * PMV^2) \quad (1.1)$$

<sup>14</sup> Vgl. DIN EN ISO 7730, Seite 4.

<sup>15</sup> DIN EN ISO 7730, Seite 4.

<sup>16</sup> DIN EN ISO 7730, Seite 8.

Das oben beschriebene Verfahren ist dabei geeignet für Menschen, die einem gemäßigten Umgebungsklima ausgesetzt sind.<sup>17</sup> Dieses gemäßigte Umgebungsklima liegt für den Fahrzeuginsassen bei extremen Außenbedingungen und Beginn der Fahrt nicht vor, insofern ist für diesen Betriebsfall die Aussagekraft von PMV und PPD begrenzt.<sup>18</sup> Die im Fahrzeug vorherrschenden Bedingungen aus äußeren thermischen Lasten und einer Heizungs- und Lüftungsanlage führt zu einem lokalen Klima, welches örtlich und zeitlich stark schwanken kann, wodurch asymmetrische thermische Bedingungen erreicht werden.<sup>19</sup> Aufgrund der asymmetrischen Bedingungen kann nach Großmann<sup>20</sup> nicht der Wärmestrom über den ganzen Körper berücksichtigt werden, sondern es müssen die Wärmeströme an einzelnen Körperteilen des Menschen betrachtet werden. Großmann nennt als einprägsames Beispiel einen kalten und einen heißen Fuß, welche in Summe ein thermisches Gleichgewicht vortäuschen, dabei jedoch einen thermischen Diskomfort darstellen. Großmann zeigt weiterhin die Unterschiede zwischen Fahrzeug und Büroarbeitsplatz – bezogen auf den thermischen Komfort – übersichtlich auf:

Kenngröße	Büroraum	Fahrgastraum eines Pkw
Volumen	ca. 30 [m <sup>3</sup> ]	ca. 3 [m <sup>3</sup> ]
Volumen pro Person	> [10 m <sup>3</sup> /Person]	ca. [0,6 m <sup>3</sup> /Person]
Betriebsweise	stationär	Meistens instationär
Lufttemperatur	15 bis 30 [°C]	–25 bis 80 [°C]
Oberflächentemperatur	15 bis 40 [°C]	–25 bis 100 [°C]
Temperaturfeld	Nahezu homogen	Inhomogen
Strömungsfeld	Nahezu homogen	Inhomogen
Strahlungsfeld	Nahezu homogen	Inhomogen
Direkte Sonneneinstrahlung	Schutz vorhanden	Wenig Schutz vorhanden
Anströmgeschwindigkeit	ca. 0,2 [m/s]	< 5 [m/s]
Abstand zum Fenster	> 1 [m]	ca. 0,2 [m]
Luftwechselrate	2 bis 8 [h <sup>-1</sup> ]	10 bis 200 [h <sup>-1</sup> ]

Abbildung 2: Klimatisierung eines Büroraums vs. Fahrgastraums eines Pkw bei mitteleuropäischen Bedingungen, entnommen aus: Großmann (2013), Seite 14.

Für die Untersuchungen des thermischen Komforts in dieser Arbeit wurde deswegen ein Messsystem nach DIN EN ISO 14505-2 verwendet, welches für einzelne Körpersegmente einen

<sup>17</sup> Vgl. DIN EN ISO 7730, Seite 5.

<sup>18</sup> Vgl. Schwab (2013), Seite 4.

<sup>19</sup> Vgl. DIN EN ISO 14505-2, Seite 4.

<sup>20</sup> Vgl. Großmann (2013), Seite 17.



thermischen Komfort ausweist, welcher mit LMV (Local Mean Vote) bezeichnet wird. Hierbei wird die Skala aus Tabelle 1 übernommen und für einzelne Körpersegmente berechnet. Diese Norm ist dabei explizit auf den Anwendungsfall des thermischen Komforts in der Fahrzeugkabine bezogen.

### 1.1.2 Akustische Qualitätswahrnehmung

Der akustische Komfort im Fahrzeug wird von diversen Geräuschquellen beeinflusst.<sup>21</sup> Im Verlauf der zunehmenden Reduzierung von Wind-, Abroll- und Motorgeräuschen ist das Gebläse der Klimatisierung verstärkt in den Fokus der Wahrnehmung gerückt. Hierbei sind vor allem die Fälle geringer Fahrgeräusche, zum Beispiel Standbetrieb oder langsame Fahrt, verbunden mit hohen thermischen Lasten kritisch. Durch die zunehmende Verbreitung von Start-Stopp-Systemen sowie elektrifizierten Antriebssträngen ist hier zukünftig mit einer verstärkten Sensibilisierung der Kunden zu rechnen.<sup>22</sup>

Als zulässige Obergrenze für das Gebläse- und Strömungsgeräusch im Fahrzeuginnenraum an der Ohrposition<sup>23</sup> wird in der DIN 1946-3 ein Schalldruckpegel von 65dB(A) bei hohen Anforderungen und von 68dB(A) bei geringen Anforderungen genannt. Dieser Wert gilt für alle Betriebspunkte außer der Luftverteilstellung Entfrostdung, für diesen Betriebsfall liegen die Werte jeweils 2dB(A) höher. Neben der zulässigen Grenze ist ebenfalls der Einfluss auf den Komfort des Fahrzeuges interessant.

Nach der Aussage von Hohls<sup>24</sup>, die auf mehrere Untersuchungen verweist, ist dabei die Lautheit des Geräusches der Klimaanlage der dominante Einflussparameter für die Qualitätswahrnehmung der Klimaanlage.

---

<sup>21</sup> Vgl. Eisele (2019), Seite 563.

<sup>22</sup> Vgl. Biermeier et al. (2012), Seite 1. Hofacker (2015), Seite 9, führt an, dass die Maskierung durch den Verbrennungsmotor entfällt und somit andere Geräusche in den Vordergrund treten.

<sup>23</sup> Definition der Position der Messmikrophone in DIN ISO 5128, Seite 6.

<sup>24</sup> Vgl. Hohls (2017), Seite 5.

Für den Zusammenhang zwischen Lautheit und Schallpegel gilt in einem Bereich zwischen 40phon und 100phon die Gleichung (1.2)<sup>25</sup>:

$$N = 2^{\frac{L_N - 40}{10}} \quad (1.2)$$

Nach Aussage von Fellbaum ist es üblich, dass anstelle des subjektiven Maßes der Lautstärke der bewertete Schalldruckpegel verwendet wird.<sup>26</sup> Insofern besteht ein Zusammenhang zwischen der Lautheit des Geräusches der Klimaanlage, welches den Qualitätseindruck definiert, und dem bewerteten Schalldruckpegel. Aufgrund des unter 2.2 genauer vorgestellten Zusammenhangs, dass der bewertete Schalldruckpegel des Geräusches der Klimaanlage mit steigendem Luftvolumenstrom der Klimaanlage zunimmt, siehe Abbildung 4, kann festgestellt werden, dass vor allem Betriebspunkte mit hohen Luftvolumenströmen für die negative akustische Qualitätswahrnehmung der Klimaanlage entscheidend sind. Zur Steigerung der akustischen Qualitätswahrnehmung ist insofern eine Absenkung des Luftvolumenstroms und damit verbunden eine Absenkung der Lautheit der Klimatisierung zielführend.

## 1.2 Ziel und Vorgehen der Arbeit

Das Ziel der Arbeit liegt in der Untersuchung einer Klimatisierung im Pkw, welche mit Lufttemperaturen nach dem Verdampfer von unter 0°C im Kühlbetrieb arbeitet. Erreicht werden soll die Absenkung der Zulufttemperaturen an den Ausströmern gegenüber dem Stand der Technik. Im Fokus der Untersuchung steht dabei, welche Auswirkungen die abgesenkte Lufttemperatur auf den Kundennutzen hat. Des Weiteren wird beleuchtet, welche konstruktiven Möglichkeiten zum Erreichen dieser Funktion bestehen und welche Auswirkungen diese auf das Fahrzeug haben. Als Ergebnis der Arbeit wird dargestellt, unter welchen Randbedingungen die neue Funktion der Absenkung der Lufttemperaturen nach dem Verdampfer auf unter 0°C eine sinnvolle Zusatzfunktion der Klimatisierung im Pkw ist.

Die Kriterien des thermischen Komforts und der akustischen Qualitätswahrnehmung wurden vorgestellt, da diese wesentlich durch die Absenkung der Lufttemperatur beeinflusst werden und damit zum veränderten Kundennutzen beitragen. In Kapitel 1.3 werden die notwendigen

---

<sup>25</sup> Fellbaum (2012), Seite 111.

<sup>26</sup> Vgl. Fellbaum (2012), Seite 110.

Grundlagen zum Verständnis der Arbeit dargestellt. Dieses umfasst neben dem Stand der Technik zu Klimaanlage im Pkw auch Grundlagen der Vereisung von Wärmeübertragern.

Zwei Varianten von Kältekreisen, beide Verdampfer in einem Kältekreis oder zwei unabhängige Kältekreise, wurden im Rahmen von Fahrzeugmessungen detaillierter untersucht. Die Auswirkungen auf die akustische Qualitätsanmutung und den thermischen Komfort sowie mögliche Varianten der Umsetzung und konstruktive Anpassungen sind in Kapitel 3.1 und 3.2 dargestellt.

Abschließend wird ein Ausblick auf die Verwendung des Kältemittels R-744 für den Anwendungsfall gegeben, nachdem sich die in Kapitel 3.1 und 3.2 beschriebenen Aussagen auf das Kältemittel R-134a beziehen.

### **1.3 Einordnung in den Stand der Technik und Beitrag zur Wissenschaft**

Grundsätzlich werden Klimaanlage im PKW nur mit Zulufttemperaturen von über 0°C im Kühlfall betrieben, um eine Vereisung des Verdampfers zu vermeiden. So stellen zum Beispiel Qu et al.<sup>27</sup> ein Testverfahren vor, um eine ungewollte Vereisung des Verdampfers im PKW zu ermitteln, um entsprechende Abstellmaßnahmen konstruktiv vorzusehen. Ein bewusstes Zulassen der Vereisung des Verdampfers, um die Zulufttemperaturen abzusenken, ist im Stand der Technik lediglich aus den Patenten der Volkswagen AG bekannt, welche im Rahmen der hier vorgestellten Forschung entstanden sind. Exemplarisch sei hier auf die Patente US2016303945 AA, DE 10 2015 209 380 A1 sowie DE 10 2015 217 160 A1 verwiesen.

Anwendungen, bei denen Luft auf unter 0°C gekühlt wird, sind jedoch außerhalb von Klimaanlage im PKW weit verbreitet. Hier sei beispielhaft die Kühl-Gefriereinheit zur Konservierung von Lebensmitteln genannt. Verschiedene Aspekte der in dieser Arbeit vorgestellten Klimaanlage sind für diesen Anwendungsbereich erforscht. Ein Kältekreis, welcher eine serielle Verschaltung von zwei Verdampfern mit unterschiedlichen Lufttemperaturen vorsieht,

---

<sup>27</sup> Vgl. Qu et al. (2011), Seite 2782.

wird zum Beispiel von Li und Su<sup>28</sup> vorgestellt. Hierbei wird der kältemittelseitig erste Verdampfer so betrieben, dass das Kältemittel bei 15-20°C verdampft, der kältemittelseitig zweite Verdampfer wird bei -10°C betrieben<sup>29</sup>, siehe Abbildung 3.

Diese kältemittelseitig serielle Anordnung entspricht einer im Versuchsfahrzeug umgesetzten und in Abbildung 21 dargestellten Variante.

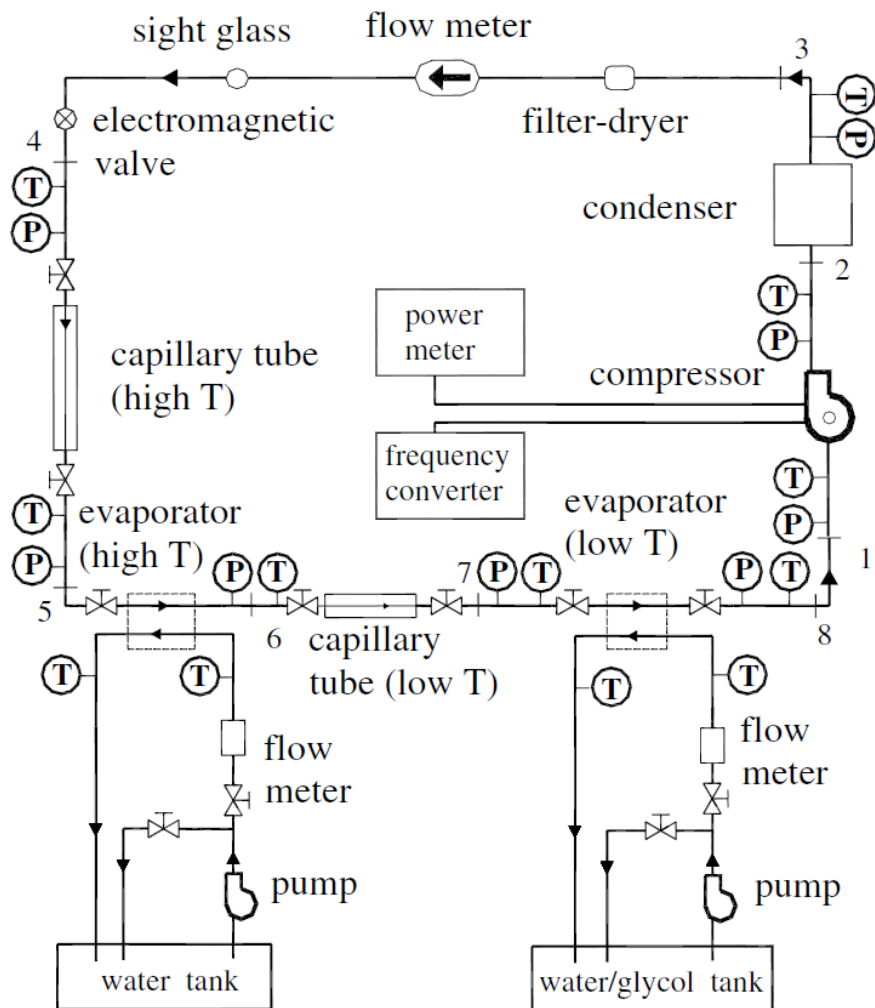


Abbildung 3: Schematisches Diagramm des experimentellen Systems, entnommen aus: Li und Su, 2003.

<sup>28</sup> Vgl. Li, Su (2003), Seite 1506.

<sup>29</sup> Vgl. Li, Su (2003), Seite 1507.

Die grundsätzliche Idee, vor dem Absenken der Lufttemperatur auf unter 0°C einen Teil der Luftfeuchtigkeit flüssig abzuführen, wurde von Li et al.<sup>30</sup> vorgestellt. Für einen Kühl-Gefrierschrank wird dort durch einen vorgeschalteten Luft-Luft-Wärmeübertrager die im Umluftbetrieb an den vereisenden Verdampfer geführte Luft abgekühlt, so dass sich am Wärmeübertrager ein Teil der Luftfeuchtigkeit flüssig abscheidet. Dies reduziert die am vereisenden Verdampfer kondensierende und resublimierende Luftfeuchtigkeit, so dass das Eiswachstum verzögert wird. Li et al.<sup>31</sup> weisen hier bei einem Betriebspunkt eine durchschnittliche Verringerung der Frostmasse um 18,8% aus. Auch wenn die Betriebsbedingungen bis auf die Temperaturen nicht vergleichbar sind, zeigt dies dennoch den Vorteil der Reduzierung der Luftfeuchtigkeit vor der Abkühlung am Verdampfer auf unter 0°C.

Im Patent JP 3145551 wurde eine Anordnung von zwei luftseitig seriellen Verdampfern patentiert, wobei der erste Verdampfer bei Temperaturen zwischen 0°C und 4°C betrieben wird und der luftseitig als zweites angeordnete Verdampfer mit Lufttemperaturen unterhalb von 0°C, siehe Abbildung 1. Hierbei sind 5 und 6 die Verdampfer, 1 der Kompressor, 2 der Kondensator, 71 ein Drei-Wege-Expansionsorgan. Trotz des gleichen Saugdrucks in beiden Verdampfern beschreibt das Patent ein unterschiedliches Temperaturniveau in beiden Verdampfern.

Im PKW werden Verdampfer verwendet, bei denen mithilfe eines Ejektors zwei Druckniveaus im Verdampfer erzeugt werden.<sup>32</sup> Diese Verdampfer scheinen dem Grundkonzept in dieser Arbeit zu entsprechen, werden jedoch nicht verwendet, um Lufttemperaturen unter 0°C zu erzeugen, sondern um die Effizienz des Kältemittelkreislaufes zu erhöhen.

Die Übertragung dieser gezeigten Erfindungen auf den Einsatz im Fahrzeug sowie die Untersuchung ihrer Auswirkungen auf den thermischen Komfort, die Energieeffizienz sowie die akustische Qualitätsanmutung sind der Schwerpunkt dieser Arbeit und der Beitrag zur Wissenschaft.

---

<sup>30</sup> Vgl. Li et al. (2018), Seite 53.

<sup>31</sup> Vgl. Li et al. (2018), Seite 57.

<sup>32</sup> Vgl. DE10 2011 015 838 B4, Seite 1, und vgl. Kawamoto et al. (2017).

## 2 Grundlagen

### 2.1 Kältemittelkreisläufe im PKW

Der Kältemittelkreislauf im PKW besteht üblicherweise aus sechs Komponenten mit den zur Verbindung der Komponenten notwendigen Leitungen. Im Stand der Technik sind bei R-134a-Anlagen dabei üblicherweise die Komponenten Verflüssiger, Sammler und Unterkühlstrecke in einem Bauteil integriert. Seltener sind Anlagen, bei denen der Sammler saugseitig, vor dem Verdichter, angeordnet ist.

Das Kältemittel wird im Verdichter unter Zuführung von mechanischer Arbeit vom Saug- oder Niederdruck- auf das Hochdruckniveau verdichtet. Das Kältemittel wird dabei üblicherweise gasförmig, ggf. mit einem geringen Flüssigkeitsanteil, angesaugt. Durch die Verdichtung sowie den Wärmeeintrag des Verdichters erwärmt sich das Kältemittel, so dass überhitztes, gasförmiges Kältemittel aus dem Verdichter austritt. Bei Fahrzeugen ohne elektrifizierten Antriebsstrang sind in Europa Hubkolbenverdichter mit einem variablen Hubvolumen verbreitet.<sup>33</sup> Bedingt durch den Antrieb über den Riementrieb des Verbrennungsmotors ist die Drehzahl des Verdichters proportional zu der Drehzahl des Verbrennungsmotors. Um eine Leistungsregelung vorzunehmen, wird das Hubvolumen über eine Schwenkscheibe eingestellt, welche über den Druck im Kurbelgehäuse geregelt wird.<sup>34</sup> Alternativ sind auch Magnetkupplungen verbreitet, die unregelmäßig verdichten zyklisch mit dem Riementrieb koppeln und entkoppeln.<sup>35</sup> Eine Kombination aus Magnetkupplung und extern geregelten Verdichtern zur Steigerung der Energieeffizienz ist im Stand der Technik ebenfalls verbreitet.<sup>36</sup>

Das Kältemittel wird über die Hochdruckleitung zum Verflüssiger geführt, bei dem unter Abgabe von Wärme an die Umgebungsluft das Heißgas zunächst abgekühlt wird und danach zu kondensieren beginnt. Je nach Betriebszustand kann eine Mischung aus flüssigem Kältemittel mit einem geringen Gasanteil in den Sammler einströmen. In diesem sollte eine Phasentrennung erfolgen, so dass das flüssige Kältemittel in die Unterkühlstrecke geleitet wird.

---

<sup>33</sup> Vgl. Lunanova (2009), Seite 136.

<sup>34</sup> Vgl. Kuhn et al. (2001), Seite 1158.

<sup>35</sup> Vgl. Pudenz (2011), Seite 1.

<sup>36</sup> Vgl. Geyer, S. et al. (2012), Seite 109.

In der Unterkühlstrecke erfolgt wiederum eine Wärmeabgabe an die Umgebungsluft, das Kältemittel erfährt jedoch hierbei keinen Phasenwechsel, sondern es sinkt lediglich die Temperatur der Flüssigkeit.

Das flüssige Kältemittel wird nach der Unterkühlstrecke zum Expansionsventil geleitet, welches sich üblicherweise in räumlicher Nähe zu dem Verdampfer an der Stirnwand des Fahrzeuges befindet. Verbreitete Expansionsventile im Stand der Technik sind Fixdrosseln, thermostatische Expansionsventile sowie elektrische Expansionsventile. Allen gemein ist, dass sie über eine Verengung des Querschnitts zusammen mit dem Verdichter eine Druckdifferenz zwischen Hoch- und Niederdruck erzeugen.

Durch die Expansion wird ein Teil des Flüssigkeitsanteils des Kältemittels verdampft, während zugleich die Verdampfungstemperatur des Kältemittels sinkt. Das Gemisch aus flüssigem und gasförmigem Kältemittel wird nun in den Verdampfer geleitet. Im Verdampfer nimmt das Kältemittel Wärme aus der dem Innenraum zugeführten Luft auf und verdampft dabei. Hierbei wird die Luft abgekühlt und das Kältemittel tritt gasförmig aus dem Verdampfer aus und strömt in Richtung Verdichter.

Bei aktuell gefertigten PKW werden die Kältemittel R-134a, R-1234yf und R-744 verwendet, wobei das Kältemittel R-134a nicht mehr für neue PKW in der EU zugelassen ist<sup>37</sup>, in anderen Märkten jedoch noch in Neufahrzeugen verwendet wird. Die Untersuchungen, die Gegenstand dieser Arbeit sind, fanden in den Jahren 2014 und 2015 statt. Dementsprechend wurden die Versuche mit dem damals zulässigen und weit verbreiteten Kältemittel R-134a durchgeführt. Aufgrund der thermodynamisch ähnlichen Eigenschaften von R-134a und R-1234yf<sup>38</sup> sind die Ergebnisse der Arbeit auch auf Anlagen mit R-1234yf übertragbar. Diese Übertragbarkeit ist bei dem Kältemittel R-744 aufgrund der anderen thermodynamischen Eigenschaften nicht gegeben, aus diesem Grund wird im Kapitel 3.3 die Verwendung von R-744 diskutiert.

## **2.2 Klimageräte und Gebläse-Akustik in PKW**

Als Klimagerät wird das Bauteil bezeichnet, welches über die Kombination aus einem Wasser-Luft-Wärmeübertrager, einem Verdampfer, einem Gebläse sowie einer Luftverteilereinrichtung die Möglichkeit eröffnet, konditionierte Luft in den Innenraum zu transportieren. Bei Fahrzeu-

---

<sup>37</sup> Vgl. Europäische Union (2006), Artikel 5.

<sup>38</sup> Vgl. Achaichia, N. (2011), Seite 1. Ebenfalls Großmann (2016).

gen ohne Klimaanlage entfällt der Verdampfer, damit sind auch die Möglichkeiten der Luftkonditionierung auf ein Beheizen beschränkt. Die Möglichkeit, Luft abzukühlen und zu entfeuchten, ist nicht mehr gegeben. Zusätzliche elektrische Heizelemente haben Verbreitung gefunden bei Fahrzeugen, bei denen die Abwärme der Antriebseinheit nicht für eine komfortable Beheizung des Innenraums ausreicht.<sup>39</sup> Teilweise ersetzen diese auch den Wasser-Luft-Wärmeübertrager, wenn zum Beispiel bei einem batterieelektrischen Fahrzeug die Möglichkeit der Abwärmenutzung zur Beheizung nicht gegeben ist. Ebenfalls existieren Klimageräte für batterieelektrische Fahrzeuge, bei denen die Erwärmung der Luft über einen Luft-Kältemittel-Wärmeübertrager im Klimagerät erfolgt.

Störende Geräusche aus dem Kältekreislauf lassen sich durch den Einsatz technischer Maßnahmen während der Fahrzeugentwicklung vermeiden.<sup>40</sup> Dies ist bei den Gebläse- und Strömungsgeräuschen der Luft im Stand der Technik nur begrenzt möglich. Insofern ist für das wahrgenommene Geräusch der Klimatisierung der aeroakustisch erzeugte Schallanteil des Gebläses die dominierende Schallquelle.<sup>41</sup> Daneben entstehen bei der Durchströmung des Klimagerätes, der Luftkanäle sowie der Ausströmergitter weitere Geräusche.<sup>42</sup> Einen wesentlichen Einfluss auf das Geräusch der Klimaanlage hat dabei der luftseitige Druckverlust, den das Gebläse überwinden muss. Bei einer gegebenen Luftmenge führt Eilemann<sup>43</sup> an, dass durch eine Reduktion des luftseitigen Druckverlustes um 25% bzw. 50% eine Reduktion des Gebläsegeräusches um 3dB(A) bzw. 6dB(A) erreicht werden kann. Dieser Zusammenhang ist vor allem vor dem Hintergrund der sich einstellenden Verdampfervereisung interessant. Wenn bei einem gegebenen System und festgelegter Luftmenge durch die Eisbildung am Verdampfer der luftseitige Druckverlust über den Verdampfer steigt, so wird dies zu einer Erhöhung des Gebläsegeräusches führen.

Beispielhaft für die Akustik im Fahrzeug sei auf den im Kapitel 3.1.3.1 beschriebenen Geländewagen verwiesen. Bei diesem Fahrzeug wurde der Schallpegel des Innenraumgebläses auf Position des Fahrerohrs vermessen. Diese Messung wurde bei verschiedenen Luftmengen durchgeführt, so dass sich die in Abbildung 4 gezeigte Abhängigkeit zwischen Luftmenge und

---

<sup>39</sup> Vgl. Molt (1998), Seite 1.

<sup>40</sup> Vgl. Eggers (2019), Seite 1.

<sup>41</sup> Vgl. Hohls (2017), Seite 50.

<sup>42</sup> Vgl. Hohls (2017), Seite 50.

<sup>43</sup> Vgl. Eilemann (1999), Seite 2.



Schalldruck ergibt. An dieser Stelle sei auf den Zusammenhang hingewiesen, dass eine subjektive Verdoppelung der Lautheit einer Zunahme des Geräusches um 10dB(A) entspricht.<sup>44</sup> Die vermessene Klimaanlage des Geländewagens erscheint also dem Passagier bei einer Luftmenge von 6,5kg/min mit 63,9dB(A) mehr als doppelt so laut wie bei einer Luftmenge von 4,1kg/min, bei der am Fahrerohr 53,6dB(A) gemessen wurden.

Über eine Absenkung der Luftmenge lässt sich somit der Geräuschkomfort im Fahrzeug erhöhen. Dies gilt für die Fälle, in denen das Gebläse der Klimaanlage die dominante Geräuschquelle im Fahrzeug ist. Wenn das Geräusch im Inneren des Fahrzeuges von einer anderen Geräuschquelle, zum Beispiel den Windgeräuschen, dominiert wird, sinkt der Einfluss der Klimaanlage und eine Reduzierung des Gebläsegeräusches hat keinen wesentlichen Effekt auf das wahrgenommene Geräusch der Klimaanlage.<sup>45</sup>

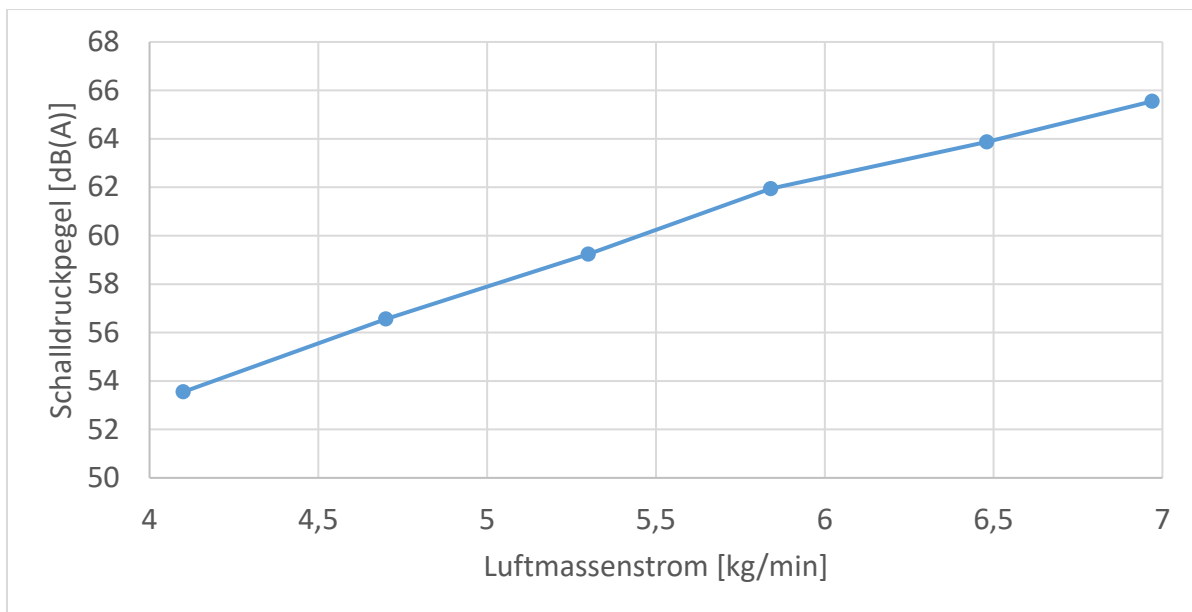


Abbildung 4: Schalldruckpegel am Fahrerohr bei verschiedenen Luftmassenströmen der Klimatisierung im Fahrzeug, im Stand ohne aktiven Verbrennungsmotor gemessen.

<sup>44</sup> Vgl. Zeller (2018), Seite 256. Dieser Zusammenhang wird von Zeller eingeschränkt, da er nur Schalldruckpegel und Frequenzen berücksichtigt und nicht entsprechend der DIN 45631 bzw. ISO 532 B auch Einflüsse der Verdeckungseffekte und Frequenzgruppen. Für eine Indikation der Verbesserung bei dem spektral nur geringfügig veränderten Geräusch der Klimaanlage bei unterschiedlichen Luftmengen ist der Ansatz ausreichend.

<sup>45</sup> Detaillierte Probandenstudien zur subjektiven Bewertung des Gebläsegeräusches bei wechselnden Fahrsituationen wurden von Ferjaoui 2018 durchgeführt. Hier wurde gezeigt, dass die Luftmenge, bei der ein Gebläsegeräusch von Probanden als „wahrnehmbar“, „laut“ oder „störend“ bewertet wurde, mit steigenden Fahrgeschwindigkeiten und damit verbundenen Fahrgeräuschen steigt.

## 2.3 Vereisung von Lamellen-Wärmeübertragern

Zwei Effekte der Reifbildung sind für den Betrieb der Klimaanlage zur Erzeugung von Lufttemperaturen unter 0°C hinderlich. Dies sind die sich verändernde und bei fortschreitender Vereisung verschlechternde Wärmeleitfähigkeit<sup>46</sup> und der Wärmedurchgang sowie die Erhöhung des luftseitigen Druckverlustbeiwertes ( $\zeta = 2 \frac{\Delta p V}{\rho \cdot 2 \bar{u}^2}$ )<sup>47</sup> am Verdampfer. Bedingt durch den steigenden luftseitigen Druckverlustbeiwert sinkt der durch das Gebläse geförderte Luftmassenstrom. Wie groß die Reduktion des Luftmassenstroms ist, hängt dabei von der Charakteristik des Gebläses ab.<sup>48</sup>

Nach Schydlo<sup>49</sup> und Lee<sup>50</sup> hängt der instationäre Prozess der Reifbildung von den Parametern der feuchten Luft ab: der Lufttemperatur, der relativen Luftfeuchtigkeit sowie der Luftgeschwindigkeit. Des Weiteren von den Parametern der Substratoberfläche: der Substratoberflächentemperatur, der Substratstruktur sowie der Rauigkeit und letztlich von der Geometrie des vereisenden Gegenstandes. Für den im Rahmen dieser Arbeit besprochenen Anwendungsfall wäre die Substratoberfläche die Verdampferoberfläche. Moallem berichtet, dass die Oberflächentemperatur und die Luftfeuchtigkeit einen großen Einfluss auf das Reifwachstum haben, wohingegen die Luftgeschwindigkeit und die Wasserspeicherung nur einen geringen Einfluss aufweisen.<sup>51</sup>

Ein steigender Wasserdampfgehalt der feuchten Luft führt zu einer erhöhten Wahrscheinlichkeit der Kondensation und somit zu einem erhöhtem Massenstrom aus der Luft in den Reif.<sup>52</sup> Ebenfalls steigt der Massenstrom des aus der Luft kondensierenden Dampfes bei steigender Luftgeschwindigkeit über die bereifte Oberfläche und steigender relativer Luftfeuchtigkeit.<sup>53</sup> Wu beschreibt die Reifbildung derart, dass sich zuerst Kondensattropfen auf der Oberfläche bilden. Diese wachsen und verbinden sich untereinander, bis sie unterkühlen und gefrieren. Auf diesen gefrorenen Kondensattropfen findet dann die weitere Reifbildung statt.<sup>54</sup> Tao beschreibt

---

<sup>46</sup> Vgl. Steiner et al. (2015), Seite 88.

<sup>47</sup> Vgl. Skolaut (2018), Seite 733.

<sup>48</sup> Vgl. Chepurnoi (1986), Seite 623.

<sup>49</sup> Vgl. Schydlo (2010), Seite 18.

<sup>50</sup> Vgl. Lee (2004), Seite 4882.

<sup>51</sup> Vgl. Moallem (2012), Seite 184.

<sup>52</sup> Vgl. Schydlo (2010), Seite 18.

<sup>53</sup> Vgl. Schydlo (2010), Seite 19.

<sup>54</sup> Vgl. Wu et al. (2007), Seite 11.

den gleichen Prozess der Reifbildung und zeigt, dass die Größe der gebildeten und verbundenen Wassertropfen von der Oberflächentemperatur der Platte abhängt.<sup>55</sup>

Die Isolationswirkung der Reifschicht sowie der veränderte luftseitige Druckverlust hängen dabei von der Struktur des Reifes inklusive der Reifdicke ab. So kann der desublimierende Wasserdampf entweder zu einer Verdichtung des bereits angelagerten Reifes oder zu einem Reifwachstum beitragen.<sup>56</sup> Hierbei führt eine Verdichtung des Reifes nicht zu einer Erhöhung des luftseitigen hydraulischen Widerstands, da der Strömungsquerschnitt nicht weiter reduziert wird. Bei einem Reifwachstum nimmt der Strömungsquerschnitt hingegen ab, hierdurch steigt der luftseitige hydraulische Widerstand an.

Die Veränderung des Wärmedurchgangs zwischen Kältemittel und Luft beruht auf zwei gegensätzlichen Effekten. Einerseits stellt der sich bildende Reif eine zusätzliche Isolationsschicht zwischen Wärmeübertrager und Luft dar, welche den Wärmeübergang entsprechend reduziert.<sup>57</sup> Andererseits wird eine Verbesserung des Wärmeübergangskoeffizienten durch zusätzliche Turbulenzen erzeugt, welche sich aufgrund der Strukturen des Reifes auf der Oberfläche bilden.<sup>58</sup> Auch vergrößert sich durch die Reifbildung die luftseitige Oberfläche des Wärmeübertragers. Dies führt in Summe dazu, dass zu Beginn der Reifbildung der Wärmedurchgang durch die Bereifung kurzfristig verbessert wird, um im weiteren Verlauf der Vereisung im Vergleich zu einem unbereiften Wärmeübertrager schlechter zu sein. Versuche an einem Wärmeübertrager mit 6mm und 10mm Lamellenabstand zeigen, dass der Wärmedurchgangskoeffizient bei einer Reifschichtdicke von weniger als 1,5mm größer ist als bei einem unbereiften Wärmeübertrager. Ab einer Reifdicke von 2,0mm sinkt der Wärmedurchgangskoeffizient.<sup>59</sup> Bedingt durch die Isolationswirkung des Reifes steigt die Oberflächentemperatur des Reifes bei steigender Reifdicke an. Dies kann dazu führen, dass ab einer gewissen Reifdicke bei Lufttemperaturen über 0°C das Kondensat Flüssigkeitstropfen auf der Reifschicht bildet. Diese sickern bis zu einer gewissen Tiefe in den Reif ein, bis sie dort aufgrund der geringeren Temperatur gefrieren und den Reif an der Stelle verdichten.<sup>60</sup> Dies verbessert den Wärmedurchgang, so dass die Oberflächentemperatur der Reifschicht sinkt und sich erneut Reif an der Oberfläche

---

<sup>55</sup> Vgl. Tao et al. (1993), Seite 748.

<sup>56</sup> Vgl. Westhäuser (2018), Seite 8.

<sup>57</sup> Vgl. Schydlo (2010), Seite 28.

<sup>58</sup> Vgl. Hayashi (1977), Seite 243.

<sup>59</sup> Vgl. Hosoda et al. (1967), Seite 258.

<sup>60</sup> Vgl. Aoki (1983), Seite 88.

anlagert. Dieser Prozess von Schmelzen, Frieren und Anlagern wiederholt sich, bis sich ein Gleichgewicht einstellt.<sup>61</sup>

Ebenfalls hängt die Zunahme des luftseitigen Druckverlustbeiwertes des Verdampfers neben der absoluten Eismasse auch von Kriterien wie dem Ort der Reifbildung im Verdampfer und der Reifdichte ab. In Abbildung 5 ist schematisch die Eisbildung in dem Luftkanal eines Lamellen-Wärmeübertragers dargestellt. Bedingt durch die verstärkte Eisbildung im Bereich des Lufteintritts in den Wärmeübertrager steigt der luftseitige Druckverlust in diesem Beispiel stärker an, als wenn die gleiche Eismasse sich gleichmäßig verteilt in Strömungsrichtung der Luft anlagern würde. Kim beschreibt diesbezüglich eine schnelle Degradation der Leistung, bedingt durch die ungleichförmige Reifbildung im luftseitigen Eintrittsbereich des Wärmeübertragers.<sup>62</sup>

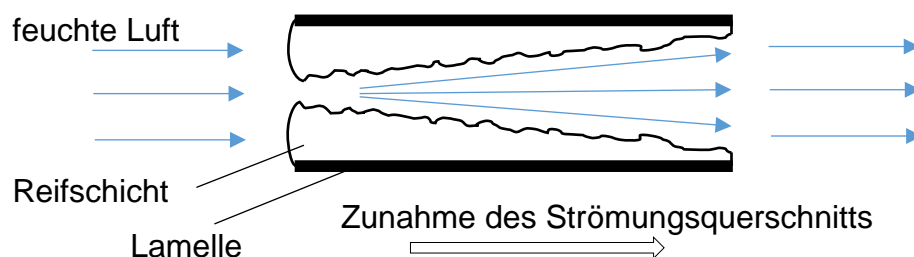


Abbildung 5: Querschnitt einer durch Reif verblockten Wärmeübertrager-Lamelle entnommen aus: Westhäuser (2018), Seite 13

Zusammenfassend kann festgehalten werden, dass die Information über die Menge des desublimierenden Wasserdampfs für eine Prognose der Zunahme des luftseitigen Druckverlustes nicht ausreichend ist. Insofern kann bei den Messungen in Kapitel 3.1.2 kein proportionaler Zusammenhang zwischen dem sublimierenden Wasserdampf und der Vereisungsdauer ermittelt werden.

Für die notwendigen Abtauungen des vereisten Wärmeübertragers sind verschiedene Abtauverfahren bekannt, wie die Abschaltung des Kompressors, eine elektrische Beheizung, eine Besprühung mit heißem Wasser, eine Heißgas-Bypass-Abtauung, die Prozessumkehr<sup>63</sup> oder die

<sup>61</sup> Vgl. Hayashi (1977), Seite 240.

<sup>62</sup> Vgl. Kim (2014), Seite 1.

<sup>63</sup> Vgl. Song (2018), Seite 1160.

Naturumlaufabtauung.<sup>64</sup> Da auch nach einer Abtauung noch flüssiges Wasser, Wasser-Eis-Mischungen sowie Eis im Wärmeübertrager verbleiben, führt dies dazu, dass bei wiederholten Vereisungs- und Abtauzyklen die Effizienz des Wärmeübertragers abnimmt.<sup>65</sup> Dieser Effekt ist abhängig von dem verwendeten Wärmeübertrager, der Reifmasse sowie der Abtauung. So würde eine Abtauung oberhalb des Siedepunktes des Wassers dieses vollständig entfernen, wäre jedoch energetisch nachteilig. Sehr lange Abtauzyklen wären ebenfalls geeignet, den Wärmeübertrager vollständig zu trocknen, indem die Feuchtigkeit an die Umgebungsluft abgegeben wird. Dies würde jedoch die Funktion der Kühlung deutlich einschränken.

Eine wesentliche Anforderung an die Konstruktion des Wärmeübertragers sowie an die Regelung des Kältemittelkreislaufs ist die Temperaturhomogenität der Oberfläche. Wenn die Oberfläche, bedingt durch die Eigenschaften des Wärmeübertragers, hohe Druckverluste oder eine große Überhitzung des Kältemittels, eine inhomogene Temperatur aufweist, so führt dies zu einer ungleichförmigen Eisbildung auf dem Wärmeübertrager.<sup>66</sup>

---

<sup>64</sup> Vgl. Kosowski (2009), Seite V.

<sup>65</sup> Vgl. Li (2014), Seite 107.

<sup>66</sup> Vgl. Wu (2011), Seite 1556.

### 3 PKW-Klimaanlagen mit Zulufttemperaturen unter 0°C

Zu Beginn dieses Kapitels wird zunächst die Problematik der Verdampfervereisung bei Zulufttemperaturen unter 0°C basierend auf den Informationen der vorherigen Kapitel hergeleitet. Im Anschluss wird die präferierte technische Lösung zur Umsetzung vorgestellt sowie eine Abschätzung der zu erwartenden Kälteleistungen an den Verdampfern gegeben. In den Unterkapiteln werden dann die Varianten der technischen Lösung ausführlich diskutiert.

Wie unter 2.3 beschrieben, hängt die Menge des an einem vereisenden Wärmeübertrager entstehenden Eises wesentlich von der Menge des kondensierenden oder resublimierenden Wasserdampfes ab. Wenn bei einer Abkühlung der Luft im Verdampfer der Taupunkt der Luft unterschritten wird, so fällt ein Teil der Luftfeuchtigkeit als Kondensat am Verdampfer aus. Bei einer angestrebten Abkühlung auf unter 0°C würde die kondensierte Luftfeuchtigkeit am Verdampfer anfrieren, beziehungsweise die Luftfeuchtigkeit würde direkt an dem Verdampfer resublimieren, siehe Kapitel 2.3. Die Menge des entstehenden Kondensats bzw. Eises pro Zeit ist dabei abhängig von dem Luftmassenstrom durch den Verdampfer sowie der absoluten Luftfeuchtigkeit vor und nach dem Verdampfer – wobei die Luftfeuchtigkeit nach dem Verdampfer, sofern der Taupunkt der Luft vor dem Verdampfer unterschritten wird, von der Temperatur der Verdampferoberfläche und dem Luftmassenstrom abhängt. Der Luftmassenstrom und die Temperatur nach dem Verdampfer sind hierbei Einflussfaktoren, welche den thermischen und akustischen Komfort des Kunden betreffen. Eine Veränderung dieser Parameter zur Verzögerung der Vereisung würde den thermischen oder akustischen Komfort einschränken und ist somit unerwünscht. Ebenfalls lassen sich die Bedingungen der Luft vor dem Verdampfer nur begrenzt beeinflussen. Dies kann im Wesentlichen durch ein verändertes Verhältnis von Frischluft und Umluft erfolgen. Die Umluft hat im Kühlfall, bedingt durch die Abkühlung und Trocknung der Luft am Verdampfer, tendenziell eine geringere absolute Feuchtigkeit und Temperatur als die Außenluft.

Hieraus folgt, dass eine Eisbildung an einem Verdampfer im Pkw erfolgt, wenn dieser verwendet wird, um Luft auf unter 0°C abzukühlen.<sup>67</sup> Diese Eisbildung ist unerwünscht, da sie den luftseitigen Druckverlustbeiwert des Verdampfers erhöht. Über eine Erhöhung der luftseitigen Druckdifferenz zwischen Verdampfereintritt und -austritt kann der Luftmassenstrom konstant gehalten werden. Bei den in Fahrzeugen üblicherweise verwendeten Radialgebläsen erfordert

---

<sup>67</sup> Dies ist dann der Fall, wenn der Taupunkt der Luft oberhalb der luftseitigen Oberflächentemperatur des Wärmeübertragers liegt.

dies jedoch eine höhere Drehzahl, was zu einem höheren Energiebedarf und einer höheren akustischen Beeinträchtigung führt, siehe hierzu Kapitel 2.2.

Des Weiteren wirkt die zunehmende Vereisung isolierend zwischen dem Kältemittel und der Verdampferoberfläche, siehe Kapitel 2.3., was zu einer Reduzierung des Wärmestroms vom Kältemittel an die Luft und damit zu einer sinkenden Kälteleistung führt. Um den Verlust an Kälteleistung auszugleichen, kann über eine Erhöhung des Kältemittelmassenstroms der Wärmeübergang zwischen Kältemittel und Verdampfer verbessert werden. Diese Verbesserung des Wärmeübergangs kann jedoch nur begrenzt den Effekt eines schlechteren Wärmeübergangs zwischen Luft und Verdampfer kompensieren, da beide Wärmeübergänge die Kälteleistung beeinflussen.

Zielführender ist stattdessen eine Absenkung des Saugdrucks, um die treibende Temperaturdifferenz zwischen Kältemittel und Luft zu erhöhen, um so die Kälteleistung trotz Vereisung beizubehalten. Die Auswirkungen sinkender Saugdrücke werden in Kapitel 3.1 detailliert dargestellt, hier sei nur kurz auf die schlechtere Effizienz des Kältekreislaufes und geringere Kälteleistung verwiesen.

Da sowohl die Kompensation des luftseitigen Druckverlustes, als auch die Kompensation des schlechteren Wärmeübergangs mit Nachteilen verbunden und auch in der Wirkung begrenzt sind, ist es ersichtlich, dass der vereisende Verdampfer abzutauen ist. Hierbei ist eine gewisse Dicke der Eisschicht zulässig, bevor abgetaut werden muss.<sup>68</sup>

Wird der Verdampfer oberhalb von 0°C Oberflächentemperatur betrieben, ist der Umgang mit der ausfallenden Luftfeuchtigkeit deutlich einfacher. Das sich bildende Kondensat wird bis zu einer gewissen Menge, Böttcher<sup>69</sup> nennt 2006 für die damaligen Verdampfer eine Kondensatmenge von 300g, im Verdampfer gespeichert. Sobald die Speicherkapazität überschritten ist, fließt das entstehende Kondensat ab und kann über die Kondenswasserablaufschläuche aus dem Fahrzeug geleitet werden.

Die Vereisungsproblematik lässt sich insofern am einfachsten reduzieren, indem ein Großteil der enthaltenen Luftfeuchtigkeit an einem Verdampfer mit einer Oberflächentemperatur oberhalb des Gefrierpunkts des Wassers als Flüssigkeit abgeführt wird und nur ein kleiner Teil an

---

<sup>68</sup> Vgl. Drees (1992), Seite 236.

<sup>69</sup> Vgl. Böttcher (2006), Seite 30.

einem Verdampfer mit einer Oberflächentemperatur unterhalb des Gefrierpunktes abgeschieden wird.

Über eine Anordnung von zwei luftseitig seriell geschalteten Verdampfern mit unterschiedlichen Verdampfertemperaturen, siehe Abbildung 6, kann die Menge des als Eis anfrierenden Kondensates reduziert werden. Um möglichst viel Feuchtigkeit flüssig abzuscheiden, ist es sinnvoll, die Lufttemperatur nach dem luftseitig ersten Verdampfer auf eine Temperatur nahe  $0^{\circ}\text{C}$  zu reduzieren.

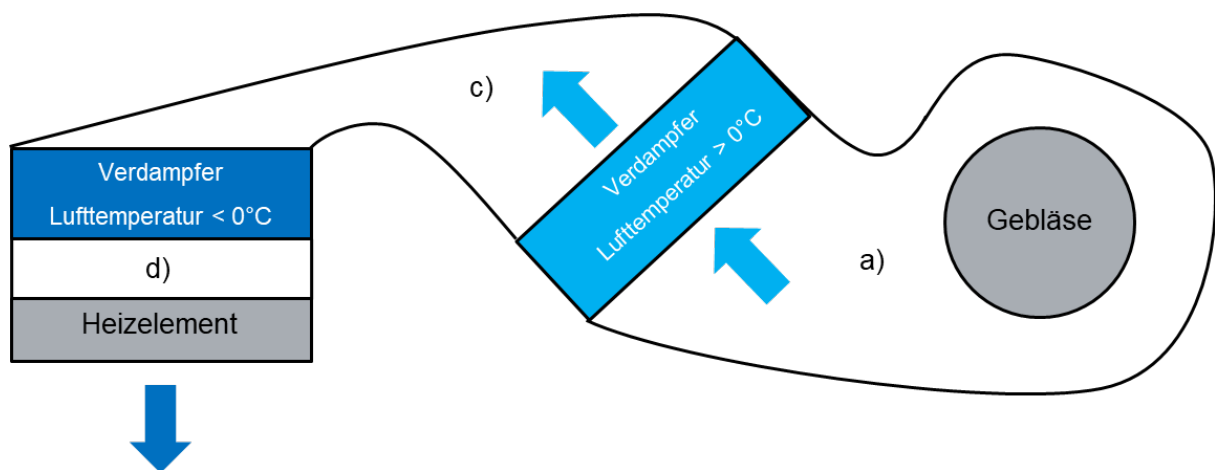


Abbildung 6: Klimagerät schematisch mit zwei luftseitig seriell angeordneten Verdampfern

Eine idealisierte<sup>70</sup> zweistufige Entfeuchtung ist im t,x-Diagramm in Abbildung 7 dargestellt. Hierbei ist der Eintrittspunkt der Luft in das Klimagerät mit a) bezeichnet. Durch die Abkühlung im ersten Verdampfer sinkt zunächst die Temperatur der feuchten Luft, bis diese vollständig gesättigt ist b), bei der weiteren Abkühlung von b) nach c) wird der Taupunkt unterschritten und der übersättigte Wasserdampf fällt als Kondensat aus. Die weitere Abkühlung von c) nach d) geht mit einer Unterschreitung des Gefrierpunktes einher, diese Abkühlung erfolgt im zweiten Verdampfer und der übertragene Wasserdampf sammelt sich als Eis oder Reif am Verdampfer.

<sup>70</sup> Die dargestellte Abkühlung würde sich einstellen bei einer Abkühlung an einem idealisierten Verdampfer, dessen Oberflächentemperatur minimal unterhalb der aktuellen mittleren Lufttemperatur ist. Dies wäre beispielsweise bei einem beliebig großen Gegenstrom-Wärmeübertrager der Fall. In Fahrzeugen werden vorrangig Kreuz-Gegenstrom-Wärmeübertrager als Verdampfer verwendet. Bei diesen liegt vor allem beim luftseitigen Eintritt eine mehrere Kelvin betragene Temperaturdifferenz zwischen der mittleren Lufttemperatur an einer Position der Durchströmungsrichtung und der Oberflächentemperatur des Verdampfers vor. Hierdurch kann die Luft nahe an der Verdampferoberfläche den Taupunkt unterschreiten und es kann zu einer Kondensatbildung am Verdampfer kommen, auch wenn die mittlere Lufttemperatur an dieser Position der Durchströmungsrichtung deutlich oberhalb des Taupunktes der Luft liegt. Ein möglicher Verlauf dieser Abkühlung ist in Abbildung 7 mit eingezeichnet.



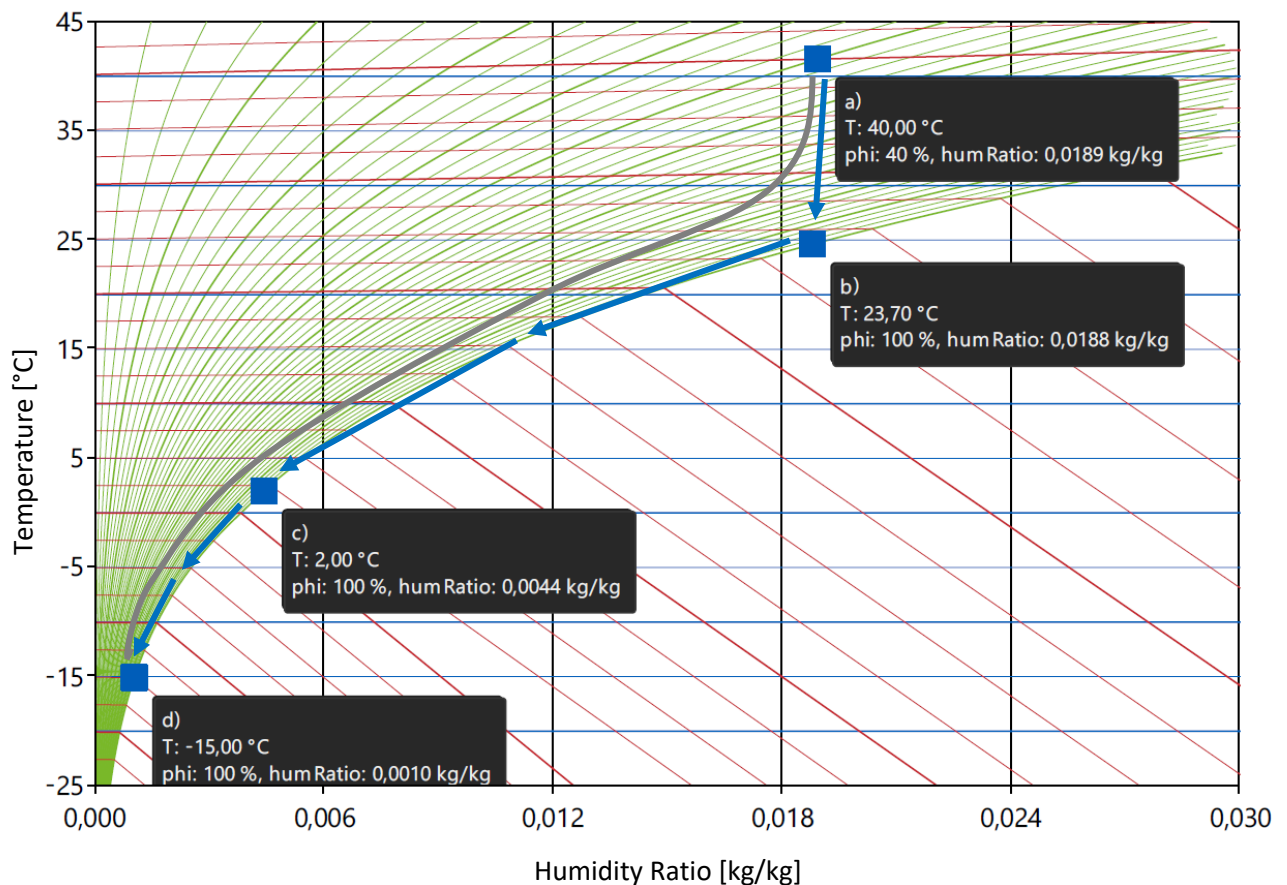


Abbildung 7:  $t,x$ -Diagramm der zweistufigen Abkühlung feuchter Luft. Idealisierter Prozess (blau) und möglicher realer Prozess (grau)

Aus der Abbildung 7 wird ersichtlich, dass über die Abkühlung der Luft bis zum Gefrierpunkt, a) bis c), ein Großteil des Wasserdampfes ohne Vereisungsproblematik kondensiert werden kann. Kritisch hinsichtlich der Vereisung des Verdampfers bleibt damit nur der ausfallende Wasserdampf von c) bis d). Ebenfalls ist zu erkennen, dass beim Eintritt von feuchter, warmer Luft, wie in der Abbildung gezeigt, der Großteil der Enthalpiedifferenz bei der Entfeuchtung und Abkühlung auf 0°C entsteht. Die weitere Abkühlung auf -15°C einschließlich der mit ihr einhergehenden Entfeuchtung hat unter anderem durch die verhältnismäßig geringe Änderung der absoluten Luftfeuchtigkeit und damit verbundenen geringen latenten Kälteleistung nur eine geringe Enthalpiedifferenz zur Folge. Da die Luftmenge bei der vorgeschlagenen Anordnung bei beiden Verdampfern gleich ist, kann aus der Enthalpiedifferenz auf die benötigte Leistung der beiden Verdampfer geschlossen werden. Die Eintrittsbedingungen in den zweiten Verdampfer sind hierbei durch den ersten Verdampfer vorgegeben. In dem angestrebten Betriebszustand verlässt die Luft den ersten Verdampfer mit 2°C und 100% relativer Luftfeuchtigkeit.

Bei einer Abkühlung der Luft auf  $-15^{\circ}\text{C}$  und 100% relativer Luftfeuchtigkeit entspricht dies einer Enthalpiedifferenz von  $25,6\text{kJ/kg}$ .

Der erste Verdampfer unterliegt im Gegensatz zum zweiten Verdampfer stark wechselnden Betriebsbedingungen. Die Austrittsbedingungen sind hierbei durch die Prämisse der maximalen Entfeuchtung und Vorkühlung auf  $2^{\circ}\text{C}$  und 100% Feuchte vorgegeben. Theoretisch wären auch Temperaturen bis knapp oberhalb von  $0^{\circ}\text{C}$  denkbar.  $2^{\circ}\text{C}$  ergeben sich aus einem Sicherheitsabstand zur sicheren Vermeidung der Verdampfervereisung durch Unsicherheiten der Messtechnik oder lokale Unterschreitungen der Lufttemperatur. Die Eintrittsbedingungen der Luft in den ersten Verdampfer unterliegen dabei starken Schwankungen, da im Frischluftbetrieb Außenluft in das Klimagerät gesaugt wird. Gemäß DIN 1946-3<sup>71</sup> kann somit Luft mit einer Temperatur von  $-45^{\circ}\text{C}$  bis  $55^{\circ}\text{C}$  angesaugt werden. Diese kann durch die Luftführung zum Klimagerät noch eine Erwärmung erfahren.<sup>72</sup> Für eine beispielhafte Berechnung der Enthalpieänderung am ersten Verdampfer seien hier die Randbedingungen des Abkühltests aus der oben genannten DIN-Norm verwendet, welche bei Umgebungsbedingungen von  $40^{\circ}\text{C}$  und 40% relativer Feuchte stattfindet. Die Abkühlung und Entfeuchtung der Luft auf  $2^{\circ}\text{C}$  und 100% relative Luftfeuchte bedeutet in diesem Fall eine Enthalpieänderung von  $74,7\text{kJ/kg}$ .

Ein Betriebspunkt mit geringem Kälteleistungsbedarf ist der stationäre Betrieb in Umluft. Bei diesem strömt die Luft mit Innenraumtemperatur und stark entfeuchtet in das Klimagerät, beispielhaft seien hier  $22^{\circ}\text{C}$  und 27% relativer Feuchte genannt.<sup>73</sup> Durch die geringe Entfeuchtung und Abkühlung sinkt in diesem Fall die Enthalpiedifferenz auf  $20,2\text{kJ/kg}$ .

Aus dem Vergleich der Enthalpiedifferenzen über den ersten und den zweiten Verdampfer wird ersichtlich, dass für den instationären Fall mit hoher Lastanforderung die Kälteleistung am ersten Verdampfer ungefähr dreimal höher ist (292%) als die am zweiten Verdampfer. Bei sinkender Temperatur und Feuchte im Innenraum sinkt dieses Verhältnis auf eine geringere Kälteleistung (79%) am ersten Verdampfer.

---

<sup>71</sup> Vgl. DIN 1946-3, Seite 12.

<sup>72</sup> Vgl. DIN 1946-3, Seite 15.

<sup>73</sup> Die hier angegebenen Temperaturen berücksichtigen nicht die Erwärmung der Luft durch das Gebläse sowie über die Wasserabscheidung im Frischluftfall oder durch die Instrumententafel im Umluftfall. Da dieser Wärmeinput stark abhängig von den Betriebsbedingungen sowie der Konstruktion des Fahrzeuges im Detail ist, ist eine allgemeingültige Aussage nicht möglich. Zum Verständnis der unterschiedlichen Lasten an den beiden Verdampfern ist hier eine idealisierte Betrachtung dargestellt.

Die angegebenen 27% relativer Luftfeuchtigkeit stellen dabei einen extremen Fall sehr geringer Luftfeuchtigkeit dar, welcher sich beim längeren Betrieb mit negativen Lufttemperaturen nach dem Verdampfer einstellen kann.

Für die Auslegung der Verdampfer sowie der Kältekreise ist dieses Verhältnis zu berücksichtigen und bildet eine Grundlage für die Betrachtungen in den folgenden Unterkapiteln.

Die luftseitig serielle Verschaltung der Verdampfer ist dabei unabhängig von der kältekreisseitigen Anordnung der Verdampfer. Grundsätzlich können die beiden Verdampfer entweder in einem Kältekreis angeordnet werden oder jeder der beiden Verdampfer wird in einem eigenen Kältekreis angeordnet. In Kapitel 3.1 werden die Vor- und Nachteile der Anordnung beider Verdampfer in getrennten Kältekreisen dargestellt. Verschiedene Möglichkeiten der Anordnung von zwei Verdampfern in einem Kältekreis sowie deren Vor- und Nachteile werden in Kapitel 3.2.1 diskutiert.

Neben der beschriebenen Anordnung der beiden Verdampfer in einem Klimagerät, siehe Abbildung 6, ist auch eine Anordnung der Verdampfer in zwei Klimageräten denkbar. Eine luftseitig serielle Verschaltung von zwei Verdampfern ist bei einigen Fahrzeugen mit gesteigertem Klimatisierungskomfort im Fond bereits Stand der Technik. Diese Fahrzeuge verfügen über ein zweites Klimagerät, welches im hinteren Bereich des Fahrzeuges angeordnet ist. In einer verbreiteten Variante wird die Luft für das hintere Klimagerät im Frischluftbetrieb durch das Klimagerät unter der Instrumententafel vorkonditioniert.<sup>74</sup> In diesem Klimagerät findet eine Entfeuchtung und Abkühlung der Luft statt, im Heckklimagerät kann die Luft dann weiter abgekühlt oder beheizt werden, um den hinteren Bereich des Fahrgastraums zu klimatisieren. Die oben beschriebene, vorteilhafte Anordnung von zwei Verdampfern in luftseitig serieller Anordnung liegt also bereits vor. Hierbei ist zu beachten, dass in diesem Fall die Zulufttemperaturen unter 0°C nur für die Ausströmer vorliegen, welche von dem Heckklimagerät bedient werden. Vor allem die Ausströmer im vorderen Bereich des Fahrzeuges würden also von den reduzierten Zulufttemperaturen nicht profitieren. Diese Variante wäre daher primär für solche Fahrzeuge interessant, bei denen der Fokus beim thermischen Komfort im Fond und nicht im Frontbereich des Fahrzeuges liegt.

---

<sup>74</sup> Vgl. Frisch et al. (2013), Seite 72.

### 3.1 PKW-Klimaanlagen mit Zulufttemperaturen unter 0°C mit zwei Kältekreisen

In diesem Kapitel werden zunächst die generellen Vor- und Nachteile von zwei separaten Kältekreisen für beide Verdampfer diskutiert. Anschließend wird eine für den Fahrzeugeinsatz bevorzugte Variante vorgestellt und deren Eignung zur Erzielung von Zulufttemperaturen unter 0°C anhand von Prüfstands- und Fahrzeugmessungen vorgestellt.

Bedingt durch die niedrigeren Lufttemperaturen nach dem zweiten Verdampfer ist der Saugdruck des zweiten Kältemittelkreislaufs niedriger als der des ersten Kältemittelkreislaufes. Bei dem für die Untersuchungen verwendeten Kältemittel R-134a entspricht eine Verdampfungstemperatur von 0°C zum Erreichen von 2°C nach dem Verdampfer einem Gleichgewichtsdruck von ~3bar. Eine Verdampfungstemperatur von -17°C zum Erreichen von -15°C Lufttemperatur nach Verdampfer entspricht einem Gleichgewichtsdruck von ~1,5bar, siehe Abbildung 8.

Der niedrigere Saugdruck des zweiten Kältemittelkreislaufs verschlechtert bei gegebenen Randbedingungen die erreichbare Effizienz des Kältekreises. Exemplarisch ist in Abbildung 8 ein Vergleich von zwei Kältemittelkreisläufen mit unterschiedlichen Saugdrücken dargestellt. Beide dargestellten Kältekreise sollen beispielhaft über einen identischen Hochdruck von ~13,2bar sowie eine identische Unterkühlung und Überhitzung verfügen. Durch den niedrigeren Saugdruck sinkt neben der Verdampfungstemperatur auch die Verdampfungsenthalpie. Bei einer Austrittsenthalpie aus dem Verflüssiger von 263,7kJ/kg beträgt diese bei 3bar Saugdruck 137,95kJ/kg, bei 1,5bar Saugdruck und einer identischen Austrittsenthalpie aus dem Verflüssiger hingegen nur noch 127,3kJ/kg. Dies bedeutet, dass, um eine identische Kälteleistung auf dem niedrigeren Druckniveau bereitzustellen, der auf die Kälteleistung bezogene spezifische Massenstrom steigen muss. Entsprechend dem Verhältnis der Enthalpien muss der Massenstrom bei der Absenkung des Saugdrucks und gleicher Überhitzung um ~8,4% steigen.

Ebenfalls steigt die spezifische Verdichtungsarbeit, hierbei wurde ein konstanter isentroper Wirkungsgrad von 0,7 angenommen, da hier eine möglichst allgemeingültige Aussage generiert werden und nicht auf einen spezifischen Verdichter referenziert werden soll. Für die Verdichtung von 3bar auf 13,2bar ist eine massenspezifische Verdichtungsarbeit von 42,85kJ/kg notwendig, für die Verdichtung von 1,5bar auf 13,2bar eine massenspezifische Verdichtungsarbeit von 67,2kJ/kg. Für einen Vergleich der Kältekreise ist dabei die Zunahme des Massenstroms in dem Kältekreis mit dem niedrigeren Saugdruck mit zu berücksichtigen. Neben der um ~57%

höheren spezifischen Verdichterleistung ist auch ein um 8,4% höherer Massenstrom zu verdichten, was in Summe zu einer um ~70% höheren spezifischen Verdichtungsarbeit bei gleicher am Verdampfer aufgenommener Wärme führt.

Über das Verhältnis zwischen Verdampfungs- und Verdichtungsarbeit lässt sich die Effizienz der Kältekreise berechnen. Über die Absenkung des Verdampfungsdrucks sinkt die Effizienz des Kältekreises von einer Leistungszahl von ~3,2 auf eine Leistungszahl von ~1,9.

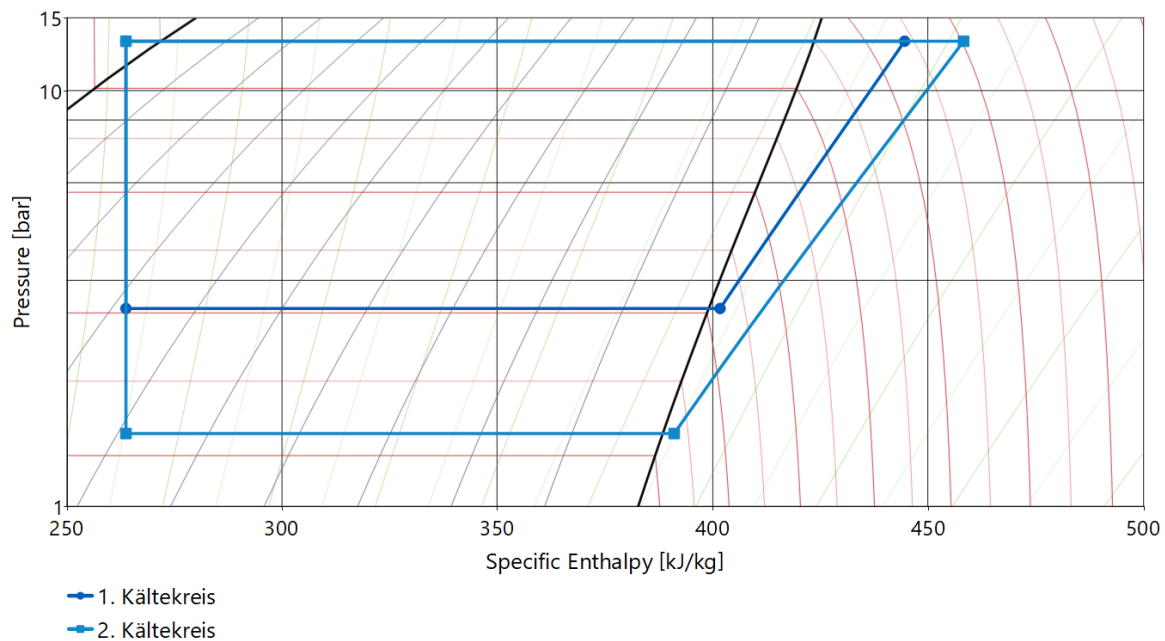


Abbildung 8: Schematische Darstellung von zwei Kältemittelkreisläufen im logarithmischen Druck-Temperatur-Diagramm

Weiter oben in diesem Kapitel wurde bereits betrachtet, welche Kälteleistung die beiden Verdampfer bereitstellen müssen. Der luftseitig erste Verdampfer muss je nach Betriebszustand zwischen 292% und 79% der Kälteleistung des luftseitig zweiten Verdampfers aufnehmen.

In Kombination mit der unterschiedlichen Verdichtungsarbeit und Verdampfungsenthalpie, siehe oben, ergibt sich, dass die Abwärme am Verflüssiger des luftseitig ersten Verdampfers zwischen 249% und 68% der Abwärme des Verflüssigers des luftseitig zweiten Verdampfers beträgt. Dies ist für die im Kapitel 3.1.1.1 besprochene Anordnung der Verflüssiger relevant.

Für den Fahrzeugeinsatz ist in erster Linie die aufgenommene Verdichterleistung des Gesamtsystems von Bedeutung, da diese sich in Form eines erhöhten Leistungsbedarfs des Fahrzeuges und damit eines erhöhten Verbrauchs auswirkt. Aufgrund der stark unterschiedlichen Kälteleis-

tung an den beiden Verdampfern ist gerade für den instationären Fall, siehe Kapitel 3, die Effizienz des Gesamtsystems<sup>75</sup> mit einer Leistungszahl von 2,7 nur geringfügig schlechter als die eines konventionellen Systems mit 3bar Saugdruck, welches für den oben beschriebenen Fall mit einer Leistungszahl von 3,2 arbeiten würde. Je geringer die Temperatur und Luftfeuchte vor dem luftseitig ersten Verdampfer ist, desto schlechter wird die Gesamteffizienz des Systems, bis auf eine Effizienz von 2,3 für den oben beschriebenen stationären Umluftbetrieb mit 22°C Lufttemperatur vor dem Verdampfer. Diese geringere Effizienz liegt jedoch vor allem bei geringer Kälteleistung des Gesamtsystems vor, so dass der absolute Leistungsbedarf der Klimaanlage geringer ist als im instationären Fall.

Die oben angeführten Enthalpien, Leistungen und Leistungszahlen sind nur für die Kombination aus Hochdruck, Überhitzung und Unterkühlung gültig. Andere Lastfälle führen entsprechend zu anderen Ergebnissen. Für die in Fahrzeugen im Kühlfall vorkommenden Lastfälle gilt, dass die Leistungszahl des Kältekreises des luftseitig ersten Verdampfers größer ist. Für das Gesamtsystem bedeutet dies, dass sich die Effizienz gegenüber dem Stand der Technik verringert, jedoch deutlich höher bleibt als die des Kältekreises des luftseitig zweiten Verdampfers. Diese Aussage wird vor allem im Vergleich mit dem gemeinsamen Kältekreis mit zwei Verdampfern relevant, siehe hierzu Kapitel 3.2.

In der obigen Betrachtung wurden Druckverluste im Kältekreis mit Ausnahme des Expansionsorgans nicht berücksichtigt, welche die Effizienz beider Kältekreise negativ beeinflussen.

### **3.1.1 Anordnung und Dimensionierung der Komponenten**

Bei zwei unabhängigen Kältekreisen kann der Kältemittelkreislauf des ersten Verdampfers (2°C) prinzipiell aus dem Stand der Technik übernommen werden. Der Einbau des zweiten Verdampfers (-15°C) und eines weiteren Kältekreises führt zu keinen notwendigen Änderungen am ersten Kältemittelkreislauf. Eine mögliche Anpassung wäre die erforderliche Kälteleistung des ersten Kältemittelkreislaufs. Da ein weiterer Kältemittelkreislauf im Fahrzeug verbaut ist, kann der erste Kreislauf für eine geringere Kälteleistung ausgelegt werden. Wie in Kapitel 3 beschrieben, beträgt die erforderliche Kälteleistung im zweiten Kreis im betrachteten Betriebspunkt jedoch nur ~34% der Kälteleistung des ersten Kältemittelkreislaufs. Es wäre also nur eine geringfügige Reduzierung der Kälteleistung des ersten Kältemittelkreislaufs möglich, wenn der

---

<sup>75</sup> Die Effizienz des Gesamtsystems ermittelt sich dabei aus der Gesamtkälteleistung an den beiden Verdampfern dividiert durch die aufgenommene Leistung der beiden Verdichter.

zweite Kreislauf hinzugefügt wird. Des Weiteren besteht die grundsätzliche Absicht dieser Arbeit in einer Verbesserung des thermischen Komforts im Innenraum. Eine Absenkung der Kälteleistung würde dieser Bestrebung entgegenlaufen, da hierdurch die Verbesserungen im Bereich der Abkühlgeschwindigkeit nicht erfolgen würden.

In den folgenden Unterkapiteln wird auf die Auslegung einzelner Komponenten der beiden Kältekreise eingegangen. Grundlage dieser Auslegung bildet dabei eine bestehende, serienmäßige Klimaanlage nach dem Stand der Technik aus einem Geländewagen. Grundsätzlich besteht eine Vielzahl an Varianten und Komponenten, mit denen die vorgegebene Aufgabenstellung gelöst werden kann. Da der Fokus der Arbeit auf der Kühlung mittels Lufttemperaturen unter  $0^{\circ}\text{C}$  liegt, wird auf die Veränderung von Serienkomponenten, welche sich nicht auf eine Anpassung auf die Verdampfungstemperaturen unter  $0^{\circ}\text{C}$  bezieht, nicht eingegangen.

### **3.1.1.1 Anordnung der Verflüssiger**

Wenn im Fahrzeug zwei unabhängige Kältemittelkreisläufe verbaut sind, so benötigt jeder Kreislauf eine eigene Wärmesenke in Form eines Verflüssigers oder Gaskühlers. Im Fahrzeug sind der Luftmassenstrom zur Wärmeabgabe sowie die Anströmflächen der Verflüssiger üblicherweise aus Anforderungen des Gesamtfahrzeuges vorgegeben. Es kann also nicht davon ausgegangen werden, dass beide Verflüssiger mit beliebig viel Umgebungsluft angeströmt werden können. Der begrenzte Luftmassenstrom kann auf die beiden Verflüssiger aufgeteilt werden, so dass jeder von einem Teilmassenstrom der einströmenden Luft durchströmt wird. Alternativ zu dieser luftseitig parallelen Anordnung kann auch eine luftseitig serielle Anordnung gewählt werden. Hierbei würde ein Verflüssiger luftseitig hinter dem anderen angeordnet werden, der Wärmeeintrag des ersten Verflüssigers würde somit die in den zweiten Verflüssiger einströmende Luft erwärmen. Über Mischformen aus einer seriellen und einer parallelen Anordnung kann der Temperaturunterschied im Kältemittel im Verflüssiger bzw. Gaskühler optimal ausgenutzt werden. Vorteilhaft ist es, die Bereiche, in denen das Kältemittel eine verhältnismäßig hohe Temperatur aufweist, luftseitig in die zweite Ebene zu legen, die Bereiche, in denen das Kältemittel eine verhältnismäßig niedrige Temperatur hat, in die luftseitig erste

Ebene.<sup>76</sup> Diese vorteilhafte Variante wird an dieser Stelle nicht weiter betrachtet. Dem Fachmann ist es ein Leichtes, für den konkreten Anwendungsfall das entsprechende Optimum zu ermitteln.

Die beiden Kältemittelkreisläufe unterscheiden sich vor allem durch die abgeführte Leistung sowie das Saugdruckniveau. Der erste Kältemittelkreislauf (2°C) muss im Vergleich zum zweiten Kältemittelkreislauf (-15°C), wie in Kapitel 3 gezeigt, eine bis zu dreimal so große Kälteleistung am Verdampfer bereitstellen. Dieses Verhältnis verändert sich je nach Betriebsbedingungen, bis in einem annähernd stationären Zustand der erste Kältemittelkreislauf (2°C) weniger Kälteleistung als der zweite Kältemittelkreislauf bereitstellen muss.

Bei einer luftseitig seriellen Anordnung liegen höhere Lufttemperaturen am luftseitig als zweites angeordneten Verflüssiger vor, also muss die Wärmeabgabe auf einem höheren Temperaturniveau erfolgen. Dies äußert sich beim Kältemittel R-134a in einem höheren sich einstellenden Kondensationsdruck im Verflüssiger. Bei dem Kältemittel R-134a führt eine Druckerhöhung bei sonst gleichen Randbedingungen im Kältemittelkreislauf zu einer erhöhten Verdichtungsarbeit, hierdurch sinkt die Effizienz des Kältemittelkreislaufs. Bei gleicher Gaskühler beziehungsweise Verdampferaustrittstemperatur führt ein höherer Druck im relevanten Betriebsbereich dazu, dass das Kältemittel nach der Expansion einen geringeren Dampfgehalt aufweist. Hierdurch sinkt die spezifische Verdampfungsenthalpie im Verdampfer und die maximal erreichbare Leistung und Effizienz des Kältemittelkreislaufs werden weiter reduziert, da ein höherer Massenstrom für die gleiche Kälteleistung gefördert werden muss.

Eine pauschale Aussage zur energetisch optimalen Anordnung der beiden Verflüssiger ist nicht möglich. Je nach Betriebspunkt schwankt die an den beiden Verdampfern aufgenommene Leistung und die Effizienz der beiden Kältekreisläufe. Der Kältekreislauf, dessen Verflüssiger luftseitig als zweites angeordnet ist, erfährt dabei eine Effizienzverschlechterung durch den Wärmeeintrag des luftseitig zuerst angeordneten Kältekreislaufes. Diese Effizienzverschlechterung ist dabei abhängig von dem aktuellen Betriebspunkt des zweiten Kältekreises, dem Wärmeeintrag des ersten Kältekreises sowie der durch die Verflüssiger strömenden Luft. Aufgrund der großen Variation der Betriebsparameter und der nichtlinearen Zusammenhänge kann an dieser Stelle keine pauschale Aussage zur energetisch optimalen Anordnung gemacht werden.

---

<sup>76</sup> Datta et al. (2014) zeigen die Temperaturverteilung auf der Kondensatoroberfläche eines PKW-Kondensators mit dem Kältemittel R-134a im Prüfstandsbetrieb. Für den Fall eines frei angeströmten Kondensators beträgt die maximale Oberflächentemperatur 108°C, die niedrigste 35°C. Die deutlichen Temperaturunterschiede zeigen das Potential, welches sich aus einer seriell-parallelen Anordnung ergibt.



Exemplarisch wurde eine simulative Bewertung für einen Betriebspunkt vorgenommen und somit die energetisch optimale Anordnung der Verflüssiger unter drei Varianten ermittelt. Nach der Durchführung einer solchen Bewertung für die verschiedenen Betriebspunkte des Fahrzeuges und einer Gewichtung nach deren Häufigkeit wäre eine energetisch optimale Auslegung möglich. Die Randbedingungen und Prämissen der Simulation sind im Anhang unter 6.3 näher aufgeführt.

Für die exemplarische Bewertung wurde ein Hochlastpunkt gewählt, bei dem Luft mit 40°C und 40% rel. Feuchte in den Verdampfer und den Verflüssiger einströmt. Die drei bewerteten Varianten waren zwei luftseitig serielle Anordnungen sowie eine luftseitig parallele Anordnung. Bei der luftseitig parallelen Anordnung hat sich eine Aufteilung als vorteilhaft erwiesen, bei der 65% des Luftvolumenstroms und Bauraums für den Verflüssiger des ersten Kreislaufts verwendet werden. In einem simulativen Vergleich hat sich diese Variante gegenüber einer mit 71% sowie einer mit 60% Luftvolumenstrom und Bauraum als energetisch besser dargestellt. Dieses Verhältnis ist jedoch nicht als allgemeingültig anzusehen, sondern ist von den gewählten Randbedingungen abhängig.

In allen Fällen wurde im luftseitig ersten Verdampfer ein Luftmassenstrom von 0,067kg/s von 40°C und 40% rel. Feuchte auf 3°C abgekühlt. Im luftseitig zweiten Verdampfer wurde die Luft weiter auf -15°C gekühlt, eine Veränderung des Wärmedurchgangs durch die Eisbildung wurde nicht abgebildet, die Erstarrungsenthalpie des Wassers jedoch berücksichtigt. Die Drehzahl des Verdichters wurde mit 3000U/min so gewählt, dass die gewünschten Lufttemperaturen nach dem Verdampfer erreicht werden konnten. Eine Anpassung des Kältemittelvolumenstroms erfolgte durch eine Regelung des Hubvolumens, welches bei maximaler Ansteuerung 170cm<sup>3</sup> betrug.


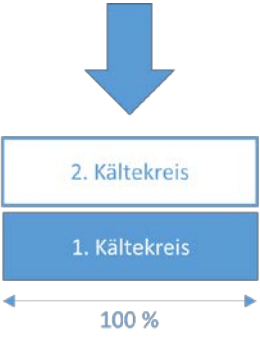
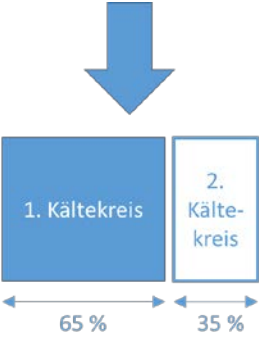
Antriebsleistung			
1. Verdichter	2,33kW	2,81kW	2,58kW
2. Verdichter	1,39kW	0,98kW	1,29kW
Summe	3,72kW	3,79kW	3,87kW

Tabelle 2: Antriebsleistung der Verdichter bei verschiedenen Verflüssigerpositionen

In Abbildung 9 und Abbildung 10 sind die stationären Betriebszustände im logarithmischen p,h-Diagramm dargestellt, die benötigte Antriebsleistung der Verdichter in Tabelle 2. Die Anordnung des Verflüssigers in der zweiten Reihe führt dabei jeweils zu einer deutlichen Effizienzverschlechterung, sowohl für den ersten als auch für den zweiten Kältekreis.

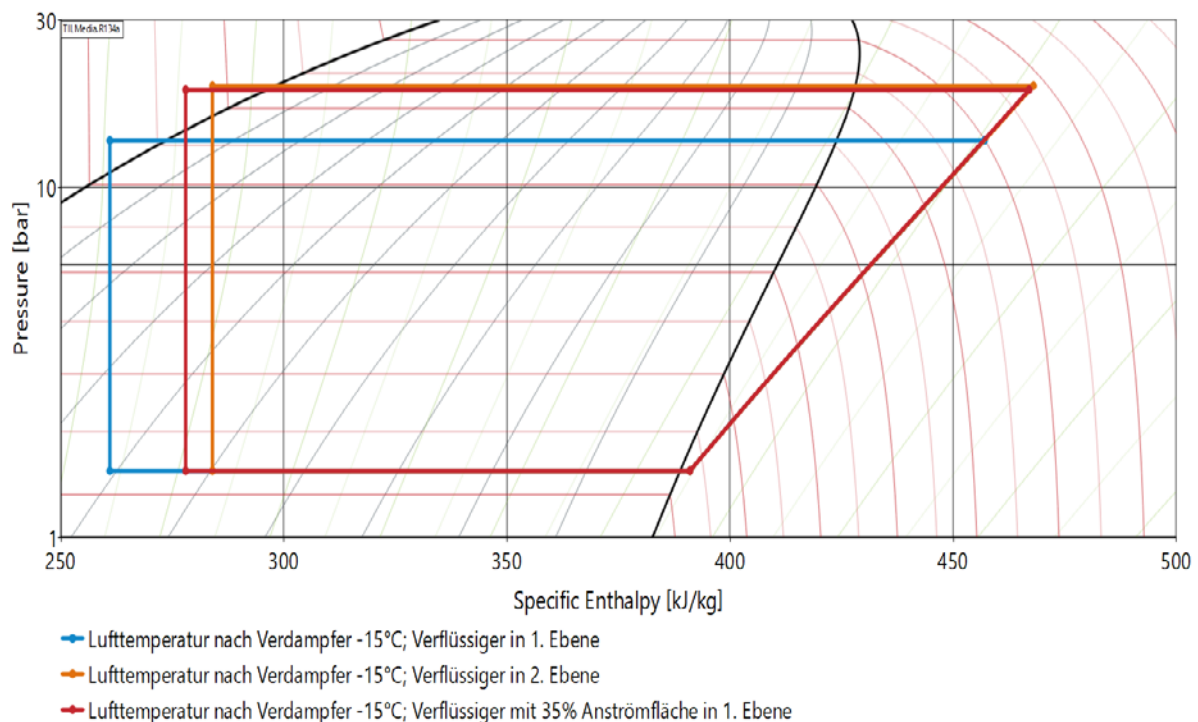


Abbildung 9: Logarithmisches Druck-Enthalpie-Diagramm verschiedener Verflüssigerpositionen für den zweiten Kältemittelkreislauf

Bedingt durch den höheren Wärmeeintrag des ersten Kältekreises sind auch die Auswirkungen auf den zweiten Kreislauf größer. So steigt der Hochdruck im ersten Kreislauf nur um  $\sim 3,4\text{bar}$ , wenn dieser in der zweiten Reihe angeordnet wird, gegenüber einem Anstieg des Hochdrucks im zweiten Kreislauf um  $\sim 5,9\text{bar}$ , wenn der zweite Kreislauf in der zweiten Reihe angeordnet wird. Dieser Anstieg des Hochdrucks führt zu einer steigenden spezifischen Verdichtungsarbeit. Durch den steigenden Hochdruck und die höhere Verflüssigeraustrittstemperatur weist das Kältemittel nach der Expansion einen geringeren Dampfgehalt auf. Zum Erzielen der nötigen Kälteleistung ist also ein höherer Kältemittelmassenstrom notwendig, was zu einer Steigerung der notwendigen Verdichtungsarbeit führt. In Summe führt dies dazu, dass die Anordnung des Verflüssigers des zweiten Kältekreises in zweiter Reihe für den untersuchten Betriebspunkt die energetisch vorteilhafte Variante darstellt.

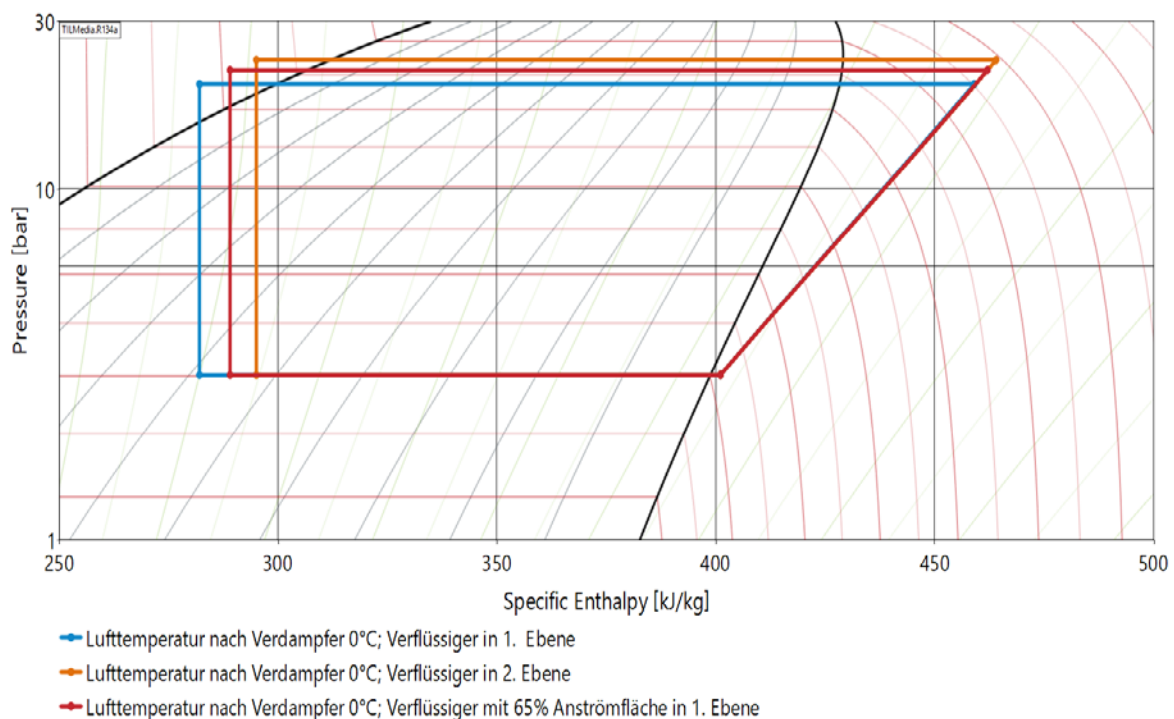


Abbildung 10: Logarithmisches Druck-Enthalpie-Diagramm verschiedener Verflüssigerpositionen für den ersten Kältemittelkreislauf

Die luftseitig parallele Anordnung mit der gewählten Aufteilung von Bauraum und Luftmenge führt dazu, dass die Effizienz beider Kreise jeweils besser ist als bei einer Anordnung in der zweiten Reihe, aber schlechter als bei der Anordnung in der ersten Reihe.

Die Leistungsaufnahme der beiden Verdichter in Summe variiert bei den verschiedenen Anordnungen dabei nur um 150W oder 4%. Dieser Unterschied ist so gering, dass mit den Unsicherheiten und Vereinfachungen der Simulation basierend auf diesen Simulationen keine Empfehlung für eine Variante ausgesprochen werden kann.

Soll hingegen die Leistung oder Effizienz eines Kältekreises optimiert werden, so ist der Verflüssiger in der ersten Reihe anzuordnen. Durch den geringeren Hochdruck kann ein realer Verdichter einen höheren Massenstrom unter sonst gleichen Bedingungen bereitstellen, des Weiteren steigt die Verdampfungsenthalpie durch den höheren Flüssigkeitsanteil des Kältemittels nach dem Expansionsventil. Bei dem Aufbau des Versuchsfahrzeuges lag der Fokus auf einer hohen Kälteleistung des zweiten Kältekreises und dem Erreichen von möglichst niedrigen Ausblastemperaturen. Der Verflüssiger des luftseitig zweiten Verdampfers ( $-15^{\circ}\text{C}$ ) wurde somit luftseitig zuerst angeordnet. Aufgrund der Nutzung von Serienkomponenten, welche eine bauliche Einheit von Verflüssiger und Unterkühlstrecke sind, sowie von Bauraumbeschränkungen konnte eine Unterkühlstrecke des luftseitig zweiten Verflüssigers nicht in die erste Reihe verlegt werden. Der luftseitig zweite Verflüssiger mitsamt Unterkühlstrecke lag somit vollflächig hinter dem luftseitig ersten Verflüssiger mit Unterkühlstrecke.

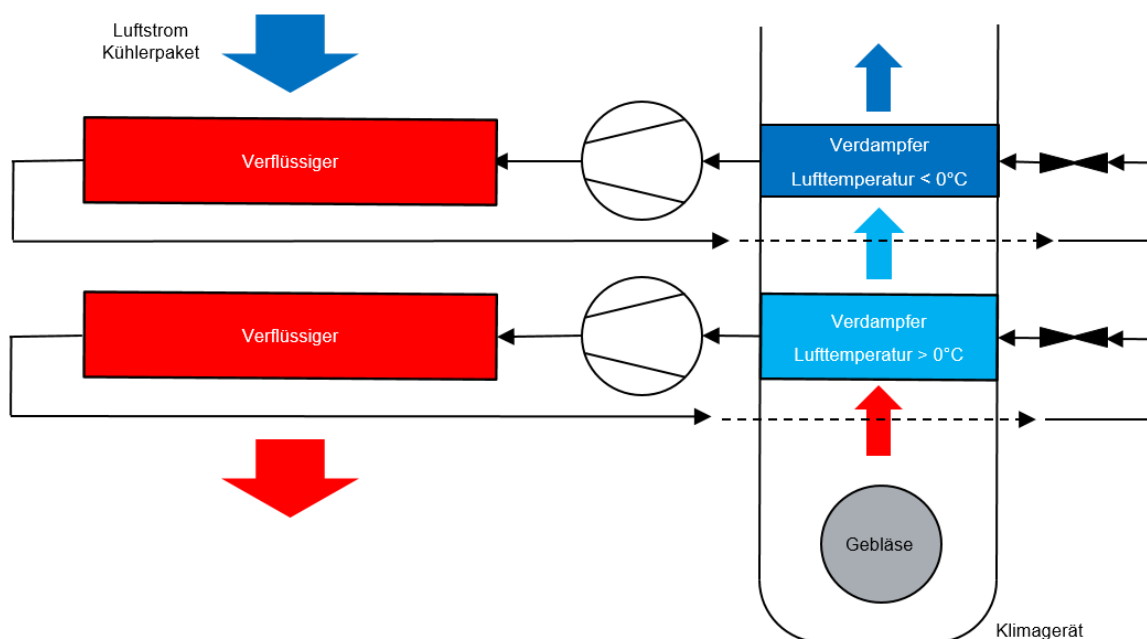


Abbildung 11: Schematische Darstellung der Anordnung von Verflüssiger und Verdampfern im Fahrzeug

### 3.1.1.2 Anordnung und Auswahl der Verdampfer

In diesem Unterkapitel werden die Anforderungen an die beiden Verdampfer im Fahrzeug dargestellt. Im Anschluss wird diskutiert, wie die Aufteilung eines vorhandenen Bauraums auf die beiden Verdampfer erfolgen kann.

Der luftseitig zuerst durchströmte Verdampfer (2°C) sowie der luftseitig als zweites durchströmte Verdampfer (-15°C) unterscheiden sich deutlich bezüglich ihrer Anforderungen. Der erste Verdampfer unterliegt den gleichen Anforderungen und Betriebsbedingungen entsprechend dem Stand der Technik.<sup>77</sup> Bei ausreichend vorhandenem Bauraum kann dieser ohne Anpassung übernommen werden.

Der luftseitig zweite Verdampfer muss ebenfalls alle Anforderungen des ersten Verdampfers erfüllen, des Weiteren noch Anforderungen aufgrund der Eisbildung. Hier sei zum einen eine möglichst langsame Zunahme des luftseitigen Druckverlustes während der Vereisung genannt, des Weiteren eine möglichst geringe Reduzierung des Wärmedurchgangs durch den zusätzlichen Wärmeleitwiderstand der Frostschrift. Ebenfalls vorteilhaft ist eine möglichst geringe Speicherung von Wasser im Verdampfer. Andernfalls steigt der luftseitige Druckverlust beim erneuten Einfrieren schneller an, siehe Kapitel 3.1.2.

Da bei einem zu hohen luftseitigen Druckverlust abgetaut werden muss, was wiederum den Komfort des Kunden beeinträchtigt, ist es zielführend, bei der Auswahl des Verdampfers auf gute Vereisungseigenschaften zu achten. Die guten Vereisungseigenschaften können dabei im Zielkonflikt mit den anderen Eigenschaften des Wärmeübertragers, vor allem dem guten Wärmeübergang zwischen Luft und Kältemittel, stehen. Vorteilhaft ist der gute Wärmeübergang für die Energieeffizienz des zweiten Kältekreis sowie die erreichbare Kälteleistung. Beide Kriterien werden durch den höheren Saugdruck und die, bei gleicher Überhitzung, hierdurch erhöhte Saugdichte positiv beeinflusst.

Bei der Fahrzeugintegration liegt eine Herausforderung in dem beschränkten Bauraum, der speziell im Bereich des Klimagerätes, das üblicherweise unterhalb der Instrumententafel verbaut wird, stark limitiert ist.

---

<sup>77</sup> Dies gilt unter der in Kapitel 3.1.1 aufgestellte Prämisse, dass die Kälteleistung des Gesamtsystems im Vergleich zum Stand der Technik steigen soll. Wenn die Kälteleistung konstant gehalten werden soll, könnte der luftseitig erste Verdampfer (2°C) um die Kälteleistung des luftseitig zweiten Verdampfers (-15°C) entsprechend kleiner ausgelegt werden.

Es ist also davon auszugehen, dass der Verbau von zwei Verdampfern in den Abmessungen des Standes der Technik nicht möglich sein wird. Sollte für beide Verdampfer der gleiche Bauraum zur Verfügung stehen, so führt eine Vergrößerung des einen Verdampfers zu einer Reduzierung des Bauraums des anderen. Je nach Aufgabe des Verdampfers und Kältemittelkreislaufs hat dies unterschiedliche Auswirkungen, so dass sich eine Volumenaufteilung an unterschiedlichen Kriterien orientieren sollte.

Grundsätzlich führt ein verringerter Bauraum bei einem Verdampfer bei sonst gleichen Randbedingungen zu einer Erhöhung der notwendigen treibenden Temperaturdifferenz, um die gleiche Leistung zu übertragen. Bei Verdampfern wird diese erhöhte treibende Temperaturdifferenz über eine Absenkung des Saugdrucks erreicht, welche sich negativ auf die Effizienz des Kältemittelkreislaufs auswirkt. Bei getrennten Kältemittelkreisläufen führt eine Reduzierung des Saugdrucks bei beiden Verdampfern zu einer Reduzierung der Effizienz des entsprechenden Kreislaufs. In Kapitel 3 wurde beschrieben, dass die Kälteleistung des ersten Kältemittelkreislaufs je nach Betriebsbedingung stark variiert und damit auch das Verhältnis der Leistungsaufnahme der beiden Kältemittelkreisläufe. Eine Vergrößerung der treibenden Temperaturdifferenz durch eine Reduktion des Bauraums wird also je nach Betriebsbedingung unterschiedliche Auswirkungen auf die für die Klimatisierung im Fahrzeug benötigte Leistung haben. Hierbei ist zu beachten, dass im zweiten Kältemittelkreislauf, bedingt durch die niedrigeren Verdampfungsdrücke, eine weitere Reduzierung des Verdampfungsdrucks zu einer stärkeren Effizienzverringerung des Kältekreislaufes führt als beim ersten Kältekreis mit dem höheren Verdampfungsdruck. Auch wird der zweite Verdampfer bedingt durch die Anpassung bezüglich einer verbesserten Vereisung generell eine schlechtere Wärmeleitung zwischen Luft und Kältemittel ermöglichen als der erste Verdampfer.

Eine Festlegung des optimalen Verhältnisses der Bauräume kann also ohne detaillierte Kenntnisse des Fahrzeuges und der geplanten Betriebsbedingungen nicht allgemeingültig erfolgen.

### **3.1.1.3 Dimensionierung der Verdichter**

Unter 3.1.1 wurde angeführt, dass der Kältekreis für den luftseitig ersten Verdampfer keine Änderung erfahren soll. Es kann jedoch eine optimale Auslegung des Verdichters für den luftseitig zweiten Verdampfer vorgenommen werden. Über das Verhältnis der Kältemittelmassenströme in den beiden Kältemittelkreisläufen zu der jeweiligen Saugdichte kann das Verhältnis der Kältemittelvolumenströme vor den Verdichtern ermittelt werden. Unter Vernachlässigung

von Druckverlust und Wärmeeintrag in den Saugleitungen beträgt das spezifische Volumen vor dem Verdichter für den luftseitig ersten Verdampfer bei 3bar und 3K Überhitzung  $v_1 = 0,069 \text{ m}^3/\text{kg}$ , vor dem Verdichter für den luftseitig zweiten Verdampfer bei 1,5bar und 3K Überhitzung  $v_2 = 0,134 \text{ m}^3/\text{kg}$ .

Entsprechend gilt für diesen Fall:

$$v_1 = \frac{0,069 \text{ m}^3/\text{kg}}{0,134 \text{ m}^3/\text{kg}} * v_2 \quad (3.1)$$

In Kapitel 3 wurde der Kälteleistungsbedarf für die beiden Verdampfer betrachtet, für den Hochlastfall wurde dabei ermittelt, dass der erste Verdampfer 290% der Kälteleistung des zweiten Verdampfers abführen muss. Daraus folgt:

$$\dot{Q}_1 = 2,9 * \dot{Q}_2 \quad (3.2)$$

Aus Kapitel 3.1 ist bekannt, dass die Verdampfungsenthalpie bei den gegebenen Randbedingungen bei einer Absenkung des Verdampfungsdrucks von 3bar auf 1,5bar sinkt. Für den exemplarisch untersuchten Fall gilt:  $\Delta h_1 = 1,084 * \Delta h_2$

Des Weiteren lässt sich die Kälteleistung am Verdampfer abhängig vom Massenstrom und der Verdampfungsenthalpie beschreiben:  $\dot{Q}_{\text{Verdampfer}} = \dot{m} * \Delta h$  und über das spezifische Volumen besteht der Zusammenhang zwischen Massen- und Volumenstrom:  $\dot{m} = \dot{V} * 1/v$

Das Verhältnis der Volumenströme am Verdichter lässt sich somit herleiten:

$$\begin{aligned} \dot{Q}_1 = 2,9 * \dot{Q}_2 \quad \wedge \quad \dot{Q}_{\text{Verdampfer}} = \dot{m} * \Delta h = \dot{V} * 1/v * \Delta h \\ \dot{V}_1 * 1/v_1 * \Delta h_1 = 2,9 * \dot{V}_2 * 1/v_2 * \Delta h_2 \end{aligned} \quad (3.3)$$

Mit dem oben genannten Verhältnis der Enthalpiedifferenzen und der spezifischen Volumina ergibt sich:

$$\dot{V}_1 * 1 / \frac{0,069 \text{ m}^3/\text{kg}}{0,134 \text{ m}^3/\text{kg}} * \frac{1}{v_2} * 1,084 * \Delta h_2 = 2,9 * [\dot{V}_2 * 1/v_2 * \Delta h_2] \quad (3.4)$$

$$\dot{V}_2 = 0,73 * \dot{V}_1$$

Jungnickel<sup>78</sup> berechnet den theoretischen Förderstrom  $\dot{V}_{th}$  eines Hubkolbenverdichters aus der Zylinderzahl  $z$ , der Drehzahl  $n$  und dem Hubvolumen  $V_H$  und definiert den volumetrischen Liefergrad:

$$\dot{V}_{th} = znV_H$$

$$\lambda = \dot{V}_{real}/\dot{V}_{th} \quad (3.5)$$

Bei angenommener gleicher Drehzahl und volumetrischem Liefergrad bei beiden Verdichtern entspricht somit das Verhältnis des geforderten Volumenstroms dem Verhältnis des Hubvolumens aller Zylinder.

Hieraus folgt, dass der Verdichter für den luftseitig zweiten Kältekreis lediglich ein Hubvolumen benötigt, welches 73% des Hubvolumens des Verdichters für den luftseitig ersten Verdichter entspricht. Diese Auslegung führt dann zu einem guten Ergebnis, wenn der Verdichter für den ersten Kältekreis in dem betrachteten Betriebsfall das optimale Hubvolumen aufweist. Wenn der Verdichter für den luftseitig ersten Verdampfer über- bzw. unterdimensioniert ist, so würde dies auch auf den Verdichter für den luftseitig zweiten Verdampfer zutreffen. Des Weiteren orientiert sich diese Berechnung an dem Extremfall, also der Abkühlung von 40°C warmer Luft mit 40% rel. Feuchtigkeit vor dem ersten Verdampfer entsprechend DIN 1946-3<sup>79</sup>. Wie in Kapitel 3 beschrieben, verändert sich das Verhältnis der Kälteleistung zwischen dem ersten und zweiten Verdampfer im Verlauf einer Abkühlung des Innenraums, bzw. bei Außenbedingungen mit einer geringeren Feuchte und Temperatur. Eine Auslegung des Verdichters nach der oben genannten Rechnung würde also für den Beginn einer Abkühlung bei 40°C und

---

<sup>78</sup> Jungnickel (1990), Seite 118.

<sup>79</sup> Vgl. DIN 1946-3, Seite 12.



40% relativer Feuchte korrekt sein. Wenn sich die Auslegung mehr an einem stationären Betrieb orientieren soll oder weniger extreme Außenbedingungen zur Auslegung zu Grunde liegen, so verschiebt sich das Verhältnis der Verdichterhubvolumina.

Im Extremfall bedeutet dies, wenn entsprechend Kapitel 3 ein Verhältnis von 80% der Kälteleistung des zweiten Verdampfers am ersten anliegt, dass der Verdichter für den luftseitig zweiten Verdampfer 263 % des Hubvolumens des Verdichters für den luftseitig ersten Verdampfer benötigt.<sup>80</sup>

Üblicherweise ist der Kältekreislauf im Fahrzeug nicht dafür ausgelegt, bei den extremen Randbedingungen entsprechend DIN1946-3 kurzfristig eine Lufttemperatur von 2°C nach Verdampfer zu erreichen, siehe zum Beispiel Abbildung 14. Insofern wäre eine Auslegung, welche für den zweiten Verdichter 73% des Hubvolumens des ersten Verdichters vorsieht, nicht zielführend, da damit auch der zweite Verdichter unterdimensioniert wäre.

Ebenfalls ist eine Auslegung am reinen Stationärbetrieb nicht sinnvoll, da der erste Verdichter für diese Betriebsfälle überdimensioniert ist und im Stand der Technik mit vermindertem Hubvolumen oder getaktet betrieben wird, siehe Kapitel 2.1.

Aufgrund der Vielzahl an Abhängigkeiten für eine optimale Auslegung, welche Fahrtdauer, Außentemperatur, Luftfeuchtigkeit, Motordrehzahl und Fahrgeschwindigkeit umfasst, ist ein allgemeingültiges Optimum nicht zu ermitteln. Insofern wird an dieser Stelle empfohlen, beide Verdichter mit dem gleichen Hubvolumen auszulegen, um die Synergien von Gleichteilen zu nutzen.

### **3.1.2 Untersuchungen am Prüfstand**

Aufgrund der guten Reproduzierbarkeit der Messungen und der besseren Analysemöglichkeiten im Vergleich zum Fahrzeugtest wurden zunächst Prüfstandsuntersuchungen der zweistufigen Verdampfung mit Temperaturen unter 0°C durchgeführt. Diese Untersuchungen wurden durch studentische Mitarbeiter unterstützt. Die Messergebnisse bildeten die Grundlage für und

---

<sup>80</sup> Berechnet wurde dies analog dem oben genannten Vorgehen mit einer Vernachlässigung von Druckverlust und Wärmeeintrag in den Saugleitungen. Damit beträgt das spezifische Volumen vor dem Verdichter für den luftseitig ersten Verdampfer bei 3bar und 3K Überhitzung 0,069 m³/kg, vor dem Verdichter für den luftseitig zweiten Verdampfer bei 1,5bar und 3K Überhitzung 0,134 m³/kg. Bei dem beschriebenen Verhältnis der Kälteleistung von 1 zu 0.8 und dem aus Kapitel 3.1 bekannten, um ~8,4% erhöhten Kältemittelmassenstrom für die gleiche Kälteleistung bedingt durch die geringere Verdampfungsenthalpie, ergibt sich ein Verhältnis der Hubvolumina von 1 zu 2.63.

fanden Eingang in die Bachelorthesis von Serge Homann, wurden jedoch bislang zum 30.10.2019 nicht veröffentlicht.

### **3.1.2.1 Prüfstand und Messdurchführung**

Schwerpunkt der Untersuchungen bildete das Ver- und Enteisungsverhalten des zweiten Verdampfers. Um die Messungen aussagekräftig für den späteren Versuchsträger zu gestalten, wurden vorrangig Serienkomponenten aus dem Fahrzeugbau verwendet. So wurden die beiden Verdampfer in einem Klimagerät angeordnet, der nötige Bauraum wurde durch eine Verlängerung des Klimagerätes in Strömungsrichtung der Luft durch den Verdampfer erreicht. Für den Entfeuchtungskältekreis wurde ein Serienverdampfer mit Lamellen mit Louvern verwendet, für den vereisenden Verdampfer wurde aufgrund der besseren Eignung für den Vereisungsbetrieb ein Serienverdampfer ohne Louver an den Lamellen verwendet. Beide Kältekreise bestanden jeweils aus einem mechanischen, riemengetriebenen Hubkolbenverdichter mit 160cm<sup>3</sup> Hubvolumen und einem wassergekühlten Verflüssiger. Da der Fokus der Untersuchungen nicht auf der erreichbaren Kälteleistung lag, wurde die Wassertemperatur am Verflüssiger so angepasst, dass eine ausreichende Kälteleistung für eine schnelle Erreichung der gewünschten Lufttemperatur nach den Verdampfern zur Verfügung stand. Für den ersten Kältekreis wurde das thermostatische Serienexpansionsventil übernommen, der zweite Kältekreis mit einem elektronischen Expansionsventil betrieben.

Der Kältekreis wurde bei diesen Messungen so betrieben, dass ein ausreichender Kältemittel-massenstrom gewährleistet wurde, um die gewünschte Lufttemperatur nach den Verdampfern mit der gewünschten Überhitzung von 3K zu erreichen. Aspekte einer inhomogenen Vereisung bedingt durch eine große Überhitzung im Verdampfer wurden im Rahmen dieser Messungen nicht weiter untersucht. Bei allen Messungen trat die Luft mit 40°C und 30% rel. Feuchte in das Klimagerät ein. Durch die Abkühlung der Luft im ersten Verdampfer mit der entsprechenden Entfeuchtung kann davon ausgegangen werden, dass die Lufttemperatur und -feuchte vor dem ersten Verdampfer nur dann einen Einfluss auf die Luft nach dem Verdampfer hat, wenn die Eintrittstemperatur und der Taupunkt der Eintrittsluft unterhalb der gewünschten Austrittstemperatur liegt. Ansonsten tritt vollständig gesättigte Luft mit der gewünschten Temperatur aus dem ersten Verdampfer aus. Die Kondition der Luft vor dem ersten Verdampfer hat also keinen Einfluss auf das Vereisungsverhalten des zweiten Verdampfers.

Die untersuchten Parameter waren die Lufttemperatur nach dem zweiten Verdampfer, die Lufttemperatur nach dem ersten Verdampfer sowie der Luftmassenstrom im nicht vereisten System. Für jeden Betriebspunkt wurde der zweite Verdampfer so lange unter 0°C betrieben, bis der Luftmassenstrom bedingt durch die Vereisung auf den Wert für den Abtaubeginn, siehe Tabelle 3, gesunken war. Danach wurden beide Kältekreise abgeschaltet, so dass die warme, feuchte Luft aus der Umgebung durch den ersten Verdampfer strömte, diesen dabei erwärmte und danach den zweiten Verdampfer abtaute. Die Abtauung erfolgte somit ohne zusätzlichen Wärmeinput durch den Kältekreis oder eine elektrische Heizung. Wenn, bedingt durch die Abtauung des zweiten Verdampfers, die Luftmenge wieder der des unvereisten Verdampfers entsprach, wurde der nächste Vereisungszyklus gestartet. Diese Zyklen wurden viermal wiederholt, um einen dauerhaften Betrieb nachzustellen.

Bei den Messungen wurde über das Expansionsventil die Überhitzung nach dem zweiten Verdampfer eingestellt und über die Drehzahl des Verdichters die Lufttemperatur nach dem Verdampfer. Zwischen den verschiedenen Messungen wurde der Verdampfer getrocknet.

Messung	Luftmassenstrom [kg/min]		Lufttemperatur nach Verdampfer [°C]	
	Startwert	Abtaubeginn	Verdampfer 1	Verdampfer 2
1	4	2,5	5	-10
2	4	2,5	10	-10
3	4	2,5	0,5	-10
4	4	2,5	5	-5
5	4	2,5	5	-15
6	3	1,5	5	-10
7	5	3	5	-10

Tabelle 3: Prüfstandsuntersuchungen zum Vereisungsverhalten, entnommen aus: Homann (2014), Seite 36

### 3.1.2.2 Ergebnisse und Deutung

Die wichtigste Erkenntnis aus den Versuchen war die generelle Eignung eines Kältekreises aus Serienkomponenten für die Erreichung von Lufttemperaturen unter 0°C im Kühlfall. Es konnte gezeigt werden, dass Lufttemperaturen von -15°C bei für das Fahrzeug relevanten Luftmengen von 4 kg/min erreicht werden konnten. Ebenfalls zeigte sich, dass das zeitliche Verhältnis zwischen der Zeit der Abkühlung und der Abtauzeit sehr vorteilhaft ist, da die Betriebszeiten des zweiten Verdampfers deutlich länger als die Abtauzeiten sind. In Abbildung 12 ist zu erkennen,

dass die Lufttemperatur nach dem zweiten Verdampfer über 95% der Zeit unter  $0^{\circ}\text{C}$  lag, die Solltemperatur der Luft nach Verdampfer von  $-10^{\circ}\text{C}$  konnte für ca. 75% der Messdauer erreicht werden.

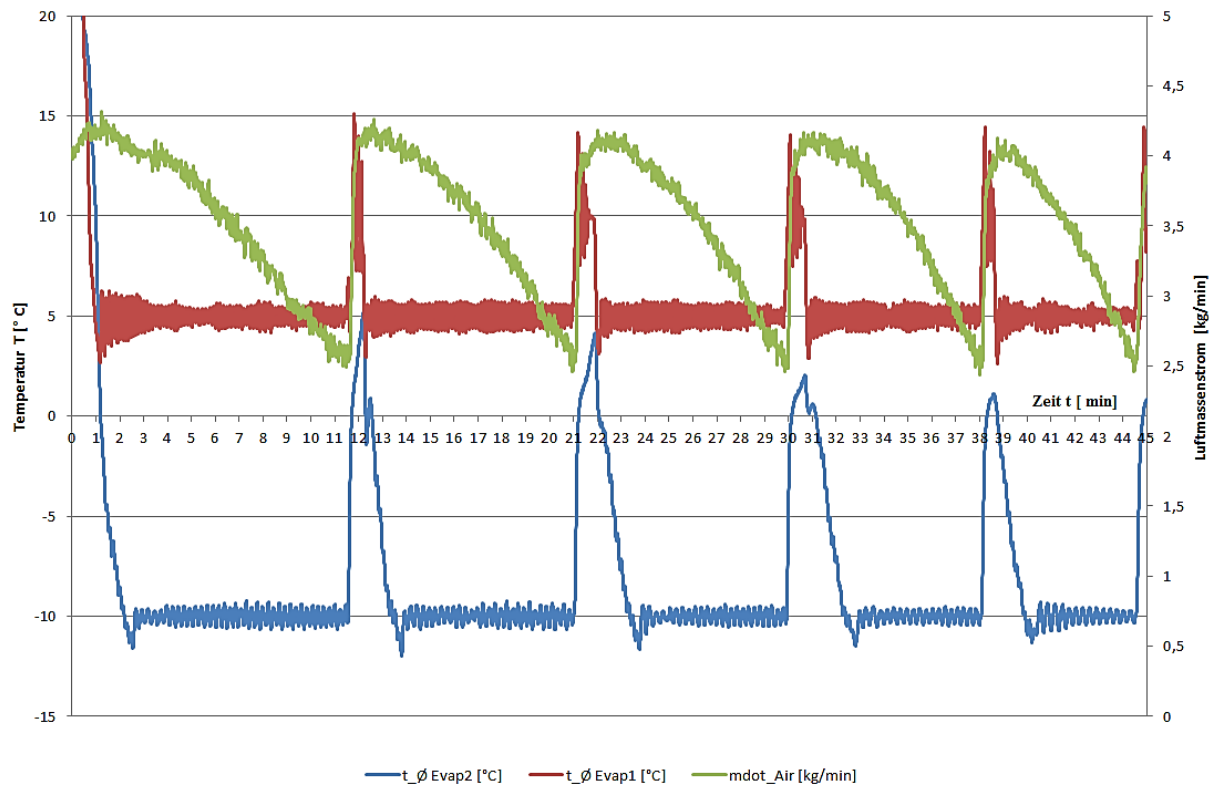


Abbildung 12: Lufttemperaturen und Luftmenge des Prüfstandsversuchs bei einer wiederholten Vereisung eines Verdampfers, entnommen aus: Homann (2014), Seite 37

Der weitere Schwerpunkt der Messungen lag auf der Untersuchung des Vereisungsverhaltens bei einer Variation der Betriebs- und Umgebungsbedingungen. Die Messungen sind exemplarisch in Tabelle 3 dargestellt.

Bei den Messungen 1 bis 3 wurde über die Anhebung der Lufttemperatur nach dem ersten Verdampfer die absolute Luftfeuchtigkeit vor dem zweiten Verdampfer erhöht. Aufgrund der gleichen Lufttemperatur nach dem zweiten Verdampfer von  $-10^{\circ}\text{C}$  steigt mit der erhöhten Lufttemperatur nach dem ersten Verdampfer die ausfallende Luftfeuchtigkeit im zweiten Verdampfer. In Versuch 1 hat die Luft vor dem ersten Verdampfer eine absolute Feuchte von  $\sim 6\text{g/kg}$ , im zweiten Versuch von  $\sim 8\text{g/kg}$  und im dritten Versuch von  $\sim 4\text{g/kg}$ . Da die Luftfeuchtigkeit nach dem zweiten Verdampfer lediglich  $\sim 2\text{g/kg}$  beträgt, ist erkennbar, dass die Menge der ausfallenden Luftfeuchtigkeit stark variiert.

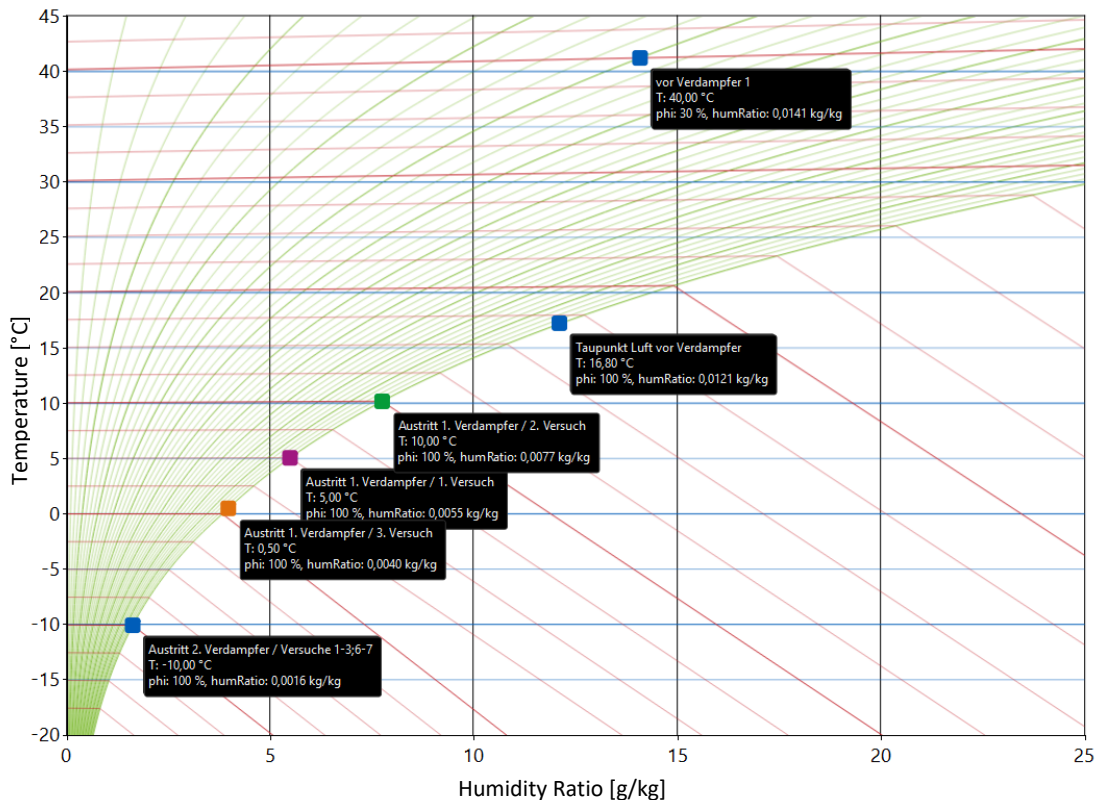


Abbildung 13: Ein- und Austrittsbedingungen der Luft bei Prüfstandsversuchen, dargestellt im  $t,x$ -Diagramm

Die Unterschiede in der ausfallenden Luftfeuchtigkeit, zwischen 2g/kg bis zu 6g/kg, erzeugen jedoch nur einen geringen Unterschied in der durchschnittlichen Vereisungsdauer, siehe Tabelle 4. Grund hierfür ist, dass die Zunahme des luftseitigen Druckverlustbeiwertes des Verdampfers neben der absoluten Eismasse auch von Kriterien wie dem Ort der Eisbildung im Verdampfer und der Reifdichte abhängt, siehe Kapitel 2.3. In Abbildung 5 ist schematisch die Eisbildung im Luftkanal eines Lamellen-Wärmeübertragers dargestellt. Bedingt durch die verstärkte Eisbildung im Bereich des Lufteintritts in den Wärmeübertrager steigt der luftseitige Druckverlust in diesem Beispiel stärker an als wenn die gleiche Eismasse sich gleichmäßig verteilt in Strömungsrichtung der Luft anlagern würde.

Des Weiteren kann der sublimierende Wasserdampf entweder zu einer Verdichtung des bereits angelagerten Reifes oder zu einem Reifwachstum beitragen.<sup>81</sup> Hierbei führt eine Verdichtung des Reifes nicht zu einer Erhöhung des luftseitigen Strömungswiderstands, eine Erhöhung der Reifdicke hingegen schon. Zusammenfassend kann festgehalten werden, dass die Information

<sup>81</sup> Vgl. Westhäuser (2018), Seite 8.

über die Menge des sublimierenden Wasserdampfes nicht ausreichend ist für eine Prognose der Zunahme des luftseitigen Druckverlustes, siehe Kapitel 2.3.

Für die gewählten Messpunkte und den zugrunde liegenden Messaufbau gilt, dass niedrigere Lufttemperaturen nach dem ersten Verdampfer sowie höhere nach dem zweiten Verdampfer die Zunahme des luftseitigen Druckverlustbeiwertes verzögern.

Der Einfluss des Luftmassenstroms auf die Veränderung des luftseitigen Druckverlustbeiwertes ist auf Basis dieser Messungen nur bedingt zu beurteilen. Wie in Tabelle 3 gezeigt, sind die Abbruchkriterien bei den unterschiedlichen Luftmassenströmen unterschiedlich gewählt. Bei 4kg/min wird eine Abtauung eingeleitet, wenn der Luftmassenstrom um 37,5% gesunken ist, bei 5kg/min wird nach der Reduktion um 40% abgetaut und bei 3kg/min wurde eine Absenkung um 50% als Wert gewählt.

Ver- such	$\dot{m}$ [kg/min]	EVAP1 [°C]	EVAP2 [°C]	Zyk- lus 1 [min]	Zyk- lus 2 [min]	Zyk- lus 3 [min]	Zyk- lus 4 [min]	Zyk- lus 5 [min]	Durch- schnittszeit [min]
1	4	5	-10	10,4	8,8	7,9	6,9	5,8	7,96
2	4	10	-10	10,9	7,1	7,9	6,9	5,8	7,72
3	4	0,5	-10	11,9	10,6	6,2	6	5,4	8,2
4	4	5	-5	23,3	19,1	10	9,5	9	14,18
5	4	5	-15	6,4	6,1	6	6,2	6,2	6,18
6	3	5	-10	10,6	8	5,7	5,5	5,9	7,14
7	5	5	-10	15,9	10,7	8	7	7,2	9,76

Tabelle 4: Vereisungsdauer bis zur Einleitung der Abtauung für verschiedene Messungen, entnommen aus:

Homann (2014), Seite 36-37

Eine weitere Erkenntnis aus den Messungen ist die kürzer werdende Vereisungsdauer bei wiederholter Vereisung. Bei allen Versuchen ist jeweils der erste Vereisungszyklus länger als die folgenden. Bei weiteren Vereisungszyklen ist eine entsprechende Tendenz erkennbar, wenn auch nicht jeder Zyklus kürzer als der vorangegangene war. Diese Verkürzung kann über das im Verdampfer nach dem Schmelzen teilweise verbleibende Wasser erklärt werden, Böttcher<sup>82</sup> nennt hier 300g für einen Verdampfer nach Stand der Technik in 2006. Dieses Eis friert beim wiederholten Vereisen direkt als Eis am Verdampfer fest und erhöht den Druckverlust. Bedingt

<sup>82</sup> Vgl. Böttcher (2006), Seite 30.

durch das Festfrieren in Form von Eis ist die Dichte hier deutlich höher als die Reifdichte, welche sich durch Desublimieren von Wasserdampf an der Lamelle bildet.

### **3.1.3 Untersuchungen am Fahrzeug**

Nach dem Nachweis der generellen Eignung von Fahrzeug-Kältekreis-Komponenten für Verdampfertemperaturen unter 0°C anhand der Prüfstandsmessungen in Kapitel 3.1.2.2 wurde durch einen Fahrzeugaufbau die Möglichkeit geschaffen, die Auswirkungen auf die Innenraumtemperatur, den thermischen Komfort sowie die Akustik zu ermitteln. Im Folgenden werden zwei optimierte Regelungskonzepte vorgestellt, welche die Vereisung bezüglich Akustik oder Kälteleistung optimieren.

#### **3.1.3.1 Fahrzeug-Prototyp**

Als Versuchsträger wurde ein Geländewagen mit Panoramaglasdach verwendet. Der bestehende, serienmäßige Kältekreis wurde zum Betrieb des luftseitig ersten Verdampfers verwendet. Der bestehende 6-Kolben-Verdichter mit einem Hubvolumen von 140ccm<sup>3</sup> wurde ebenso wie der Verflüssiger unangepasst übernommen. Anstelle des serienmäßigen Verdampfers wurde ein Verdampfer der Volkswagen-Plattform PQ35 verwendet, welcher im Bauraum des entfallenen Luftfilters verbaut wurde.

Als Verdichter für den zusätzlichen Kältekreis des luftseitig zweiten Verdampfers wurde ein 7-Kolben-Verdichter mit einem Hubvolumen von 160ccm<sup>3</sup> in den Riementrieb integriert. Als zweiter Verdampfer wurde ein Serienbauteil aus dem Volkswagen Amarok verwendet, da dieser, über keine Louver an den Lamellen verfügt. Die Wärmeabgabe erfolgte über einen Verflüssiger, welcher baugleich mit dem des ersten Kältekreises ist und luftseitig vor diesem angeordnet wurde. Als Expansionsventil wurde ein elektronisch geregeltes Expansionsventil verbaut. Ein innerer Wärmeübertrager wurde im Projektverlauf nachgerüstet.

Um den Wärmeeintrag in die Luftkanäle der Instrumententafel zu reduzieren, wurden die bestehenden Luftkanäle aus ungeschäumtem Kunststoff für die Mittel- und die Seitenausströmer durch Luftkanäle aus Polyethylen-Schaum ersetzt.

Der im Fahrzeug vorhandene Heckverdampfer im Klimagerät für die Fondpassagiere wurde kältemittelseitig abgesperrt, damit die gesamte Kälteleistung für die Verdampfer im Klimagerät unter der Instrumententafel zur Verfügung stand.

Es wurde des Weiteren eine Regelung entwickelt, um den Kältekreis und das Klimagerät entsprechend anzusteuern. Der erste Kältekreis verfügt als aktiv zu beeinflussendes Stellglied das einstellbare Hubvolumen des Verdichters. Das aus dem Serienfahrzeug übernommene thermostatische Expansionsventil ist im Betrieb nicht mehr aktiv zu beeinflussen, sondern regelt entsprechend der gewählten Auslegung die Überhitzung. Über die Einstellung des Hubvolumens wurde die Lufttemperatur nach dem Verdampfer geregelt. Ziel war hierbei eine maximale Entfeuchtung und Abkühlung der Luft, so dass eine Solltemperatur von 3°C vorgegeben wurde.

Der zweite Kältekreis zum Erreichen der Lufttemperaturen von unter 0°C verfügte mit dem variablen Hubvolumen des extern geregelten Verdichters und dem elektronisch geregelten Expansionsventil über zwei Stellglieder zur Beeinflussung des Kältekreises. Das elektronische Expansionsventil fungierte dabei als Stellglied für die Überhitzung nach dem luftseitig zweiten Verdampfer, das variable Hubvolumen des Verdichters diente als Stellglied für die Lufttemperatur nach dem zweiten Verdampfer.

### **3.1.3.2 Bewertung des thermischen Komforts**

Die Bewertung des thermischen Komforts erfolgt anhand von zwei objektiven Kriterien. Ein Kriterium ist die Temperatur im Kopfraum, gemessen oberhalb der Sitzfläche der Vordersitze, 10 cm unterhalb des Dachhimmels. Hierbei wurden über Breite des Innenraums drei Messstellen gleichmäßig verteilt angeordnet.<sup>83</sup>

Als zweites Kriterium wird die Komfortaussage nach DIN EN ISO 14505-2 verwendet. Für diese wird an einer Menschennachbildung an mehreren Messstellen die Temperatur und Strahlung bewertet, wodurch ein Rückschluss auf den thermischen Komfort eines Menschen erreicht wird, siehe Kapitel 1.1.1.

In einer Klimakammer wurde ein Abkühlversuch des Innenraums bei 40°C Lufttemperatur, 40% rel. Luftfeuchtigkeit und 1000W Sonneneinstrahlung nach DIN 1946-3<sup>84</sup> durchgeführt. Hierbei wurde das Fahrzeug zunächst für acht Stunden bei 40°C ohne simulierte Sonnenein-

---

<sup>83</sup> Die Anordnung der Messstellen ist hierbei abweichend von der DIN 1946-3. Dort werden die Messstellen auf einer Position zwischen Nacken und Ohr einer virtuellen Person mittlerer Größe angeordnet, siehe Seite 11 der DIN-Norm. Aufgrund der sich einstellenden Temperaturschichtung im Fahrzeuginnenraum ist die Temperatur 10 cm unterhalb des Dachhimmels bei dem Abkühlversuch höher als die auf Höhe der Ohrposition. Die Messungen mit und ohne zweiten Kältekreis bleiben hierdurch vergleichbar, ein Vergleich mit dem in der DIN 1946-3 genannten Sollwert von 25°C nach 30 min Messzeit ist jedoch nicht ohne weiteres möglich.

<sup>84</sup> DIN 1946-3, Seite 14.



strahlung mit geöffneten Türen konditioniert. Anschließend wurde das Fahrzeug mit geschlossenen Fenstern für eine Stunde bei 40°C, 40% rel. Feuchte, 10km/h Windgeschwindigkeit und 1000W/m<sup>2</sup> durch Lampen simulierter Sonnenintensität aufgeheizt. Die Abkühlung des Innenraums erfolgte bei einer Motordrehzahl von 1000 bis 1500U/min bei 32km/h Fahrgeschwindigkeit und maximaler Ansteuerung des Innenraumgebläses, die Luft strömte vollständig über die Personenausströmer in die Kabine ein. Die Frischluft-Umluft-Klappe wurde auf 100% Umluft gestellt. Zur Bewertung der Abkühlleistung und des erreichbaren thermischen Komforts wurden diese Bedingungen für 30 Minuten beibehalten. Im Anschluss an diesen 30-minütigen Test schloss sich ein Test ohne Fahrgeschwindigkeit an, dieser wird an späterer Stelle genauer erläutert.

Um den Vorteil von Zulufttemperaturen unter 0°C zu bewerten, wurde eine Referenzmessung mit dem Fahrzeug-Prototypen vorgenommen, bei der lediglich der Serienkältekreis mit dem PQ-35-Verdampfer verwendet und der zusätzlich verbaute Kältekreis nicht betrieben wurde. Die Messergebnisse sind somit als Vergleich zwischen einem Fahrzeug mit einer konventionellen Klimaanlage und einem Fahrzeug mit zwei Kältekreisen geeignet.<sup>85</sup> Aufgrund der Modifikationen an der Klimaanlage erlauben die Messungen jedoch keine Aussage über die erreichbare Kälteleistung eines serienmäßigen Geländewagens.

In Abbildung 14 sind die Lufttemperaturen am Verdampfereintritt und -austritt für die Messung mit einem und die Messung mit beiden aktiven Kältekreisen dargestellt. Erkennbar ist, dass die Lufttemperatur nach den Verdampfern im Betrieb mit einem Kältekreis auch nach 30 Minuten nicht unter 8°C sinkt. Unter anderem aufgrund des hohen Luftmassenstroms durch den Verdampfer ist die Kälteleistung nicht ausreichend, um den Sollwert am Verdampfer zu erreichen. Es wäre also durch eine Erhöhung der Kälteleistung möglich, ohne ein Unterschreiten der bezüglich der Vereisung kritischen Lufttemperatur von 0°C den thermischen Komfort zu erhöhen. Der Vorteil der besseren Abkühlung bei zwei aktiven Kältekreisen beruht also zum Teil auf der Erhöhung der Kälteleistung und zum Teil auf der Möglichkeit, mit Luft unter 0°C zu kühlen.

---

<sup>85</sup> Hierbei ist der zusätzliche luftseitige Druckverlust durch den zweiten verbauten Verdampfer zu berücksichtigen, welcher bei einer konventionellen Klimaanlage nicht vorliegt. Dadurch sinkt bei der für den Test vorgegebenen maximalen Ansteuerung des Gebläsemotors die Luftmenge gegenüber dem Stand der Technik. Diese geringere Luftmenge verschlechtert den Wärmedurchgang zwischen Kältemittel und Luft am Verdampfer, des Weiteren können niedrigere Temperaturen luftseitig nach dem Verdampfer erreicht werden, was sich jedoch wiederum negativ auf die Effizienz und Kälteleistung des Kältekreises auswirkt.

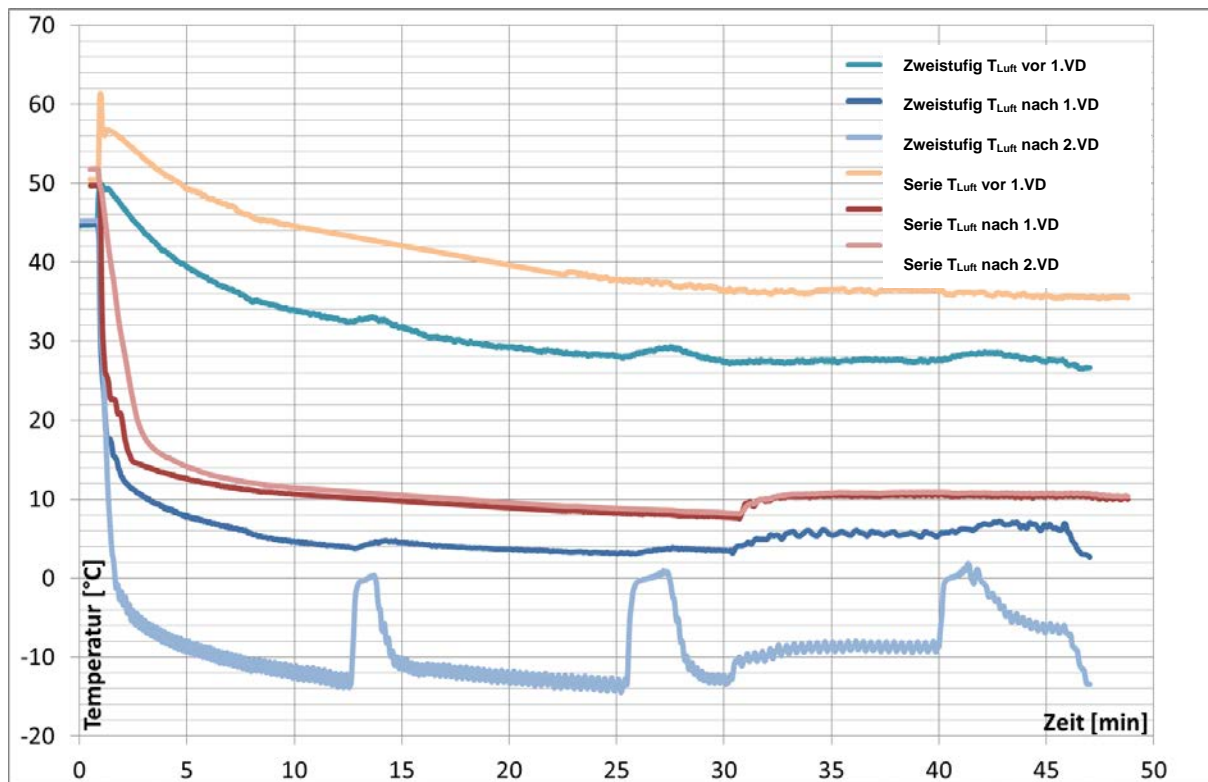


Abbildung 14: Vergleich der Verdampfertemperaturen während der Abkühlung

Erkennbar ist, dass die Lufttemperatur vor dem ersten Verdampfer beim Betrieb von zwei Kältekreisen ca. 6K unter der Lufttemperatur vor dem ersten Verdampfer beim Betrieb von nur einem Kältekreis liegt. Zu Beginn der Messung kann dieser Effekt nicht durch eine schnellere Abkühlung des Innenraums bedingt durch die höhere Kälteleistung der beiden Kältekreise erklärt werden. Die höhere Kälteleistung kann, bedingt durch die thermischen Massen im Fahrzeug, erst verzögert die Lufttemperatur der angesaugten Luft reduzieren. Vielmehr ist davon auszugehen, dass eine abweichende Konditionierung des Fahrzeuges bei beiden Messungen vorlag und somit der Bereich unter der Instrumententafel sowie der Innenraum unterschiedlich stark erwärmt waren. Da sich die Kopfraumtemperaturen bei beiden Messungen unterscheiden, siehe Abbildung 16, erscheint eine unterschiedliche Konditionierung plausibel. Die Kopfraumtemperaturen bei der Messung mit einem Kältekreis lag mit 64°C 2K oberhalb der Kopfraumtemperatur bei der Messung mit zwei Kältekreisen.

Nach 30 Minuten Messzeit ist die Temperatur der Ansaugluft in der Messung mit einem Kältekreis weiterhin um 8K gegenüber der Messung mit zwei Kältekreisen erhöht. Hier korreliert der Temperaturunterschied der Ansaugluft gut mit dem Temperaturunterschied im Innenraum von 26°C an den Kopfraummessstellen bei der Messung mit zwei Kältekreisen gegenüber 32°C

an den Kopfraummessstellen bei der Messung mit einem Kältekreis. Der Temperaturunterschied in der Ansaugluft führt zu einer geringeren Temperatur der Luft nach dem ersten Verdampfer bei der Messung mit beiden Kältekreisen. Der Unterschied in der Temperatur ist dabei vor dem Verdampfer bei beiden Messungen größer als der Temperaturunterschied nach dem Verdampfer. Hierzu tragen im Wesentlichen zwei Aspekte bei: Es sinkt durch das geringere Temperaturniveau der Luft nach dem Verdampfer die Saugdichte in der Messung mit beiden Kältekreisen, außerdem steigt der Hochdruck bedingt durch den Wärmeeintrag des Verflüssigers des zweiten Kältekreises in die Luft vor dem Verflüssiger des ersten Kältekreises. Der größere Druckunterschied führt dabei zu einer Reduzierung des Kältemittelmassenstroms und damit der Kälteleistung. Des Weiteren steigt durch die Vereisung des zweiten Verdampfers dessen luftseitiger Druckverlustbeiwert im Vergleich zum trockenen Verdampfer. Trocken ist der Verdampfer bei der Messung, wenn der zweite Kältekreis nicht in Betrieb ist und sich somit weder Kondenswasser noch Reif an ihm bildet. Durch den gestiegenen Druckverlustbeiwert sinkt bei gleicher Gebläseansteuerung, wie sie bei den beiden Messungen vorliegt, der durch die Verdampfer geförderte Luftmassenstrom. Aus diesem Grund entspricht die Temperaturdifferenz zwischen den beiden Verdampfern nicht der Differenz der Kälteleistung an den Verdampfern.

Die Temperaturen der Luft nach dem zweiten Verdampfer unterschreiten bereits nach weniger als einer Minute nach Aktivierung der Klimaanlage  $0^{\circ}\text{C}$  und erreichen nach fünf Minuten bereits  $-10^{\circ}\text{C}$ . Der Vorteil gegenüber einer Klimaanlage mit gesteigerter Kälteleistung ohne zugelassene Vereisung wird also deutlich, da ohne die zugelassene Vereisung die Temperaturen nach dem Verdampfer auf mehr als 10K oberhalb der hier erreichten Temperatur limitiert sein würden, unabhängig von der installierten Kälteleistung.

Bei Minute 13 und Minute 25 sind die notwendigen Abtauungen des zweiten Verdampfers an der ansteigenden Verdampfertemperatur zu erkennen. In Abbildung 14 ist das aus Kundensicht günstige Verhältnis von Vereisungs- zu Abtauzeit zu erkennen. Während die Verdampfer jeweils mehr als zehn Minuten unterhalb von  $0^{\circ}\text{C}$  betrieben werden konnten, reichte jeweils eine Abtauzeit von einer Minute mit Lufttemperaturen oberhalb von  $0^{\circ}\text{C}$  zur Reduzierung des luftseitigen Druckverlustes. Die Betriebszeiten sind also deutlich länger als die Abtauzeiten.

Ab Minute 30 wurden die Messbedingungen so verändert, dass die Fahrgeschwindigkeit auf 0km/h reduziert wurde. Ebenfalls wurde eine luftseitige Versperrung 50cm vor der Fahrzeugfront montiert, um die Durchströmung am Verflüssiger zu reduzieren. Die Motordrehzahl

wurde auf die werksseitig vorgegebene Leerlaufdrehzahl gesenkt. Diese Messung diente dem Abprüfen einer möglichen Stausituation. Hier war aufgrund der geringeren luftseitigen Verflüssigerdurchströmung und der reduzierten Kompressordrehzahl die verfügbare Kälteleistung reduziert.

Die Reduzierung der Kälteleistung führte zu erhöhten Lufttemperaturen nach beiden Verdampfern. Hierbei stieg die Lufttemperatur nach dem zweiten Verdampfer von  $\sim -14^{\circ}\text{C}$  auf  $\sim -9^{\circ}\text{C}$ . Wenn Lufttemperaturen von unter  $-14^{\circ}\text{C}$  nach dem zweiten Verdampfer dauerhaft zur Verfügung stehen sollen, müssten Anpassungen an dem Kältekreis vorgenommen werden, um die Kälteleistung im Stand zu erhöhen. Diese Anpassungen wären derart, dass sie zum Einen der Reduzierung des Kältemittelvolumenstroms durch die geringere Motordrehzahl entgegenwirken, zum Anderen dem reduzierten Luftvolumenstrom über den Verflüssiger. Durch die Verwendung eines Kältemittelverdichters mit größerem Hubvolumen sowie eines größeren Sauglüfters wäre es möglich, die Kälteleistung aus der Fahrt bei 32km/h auch im Stand zu erreichen.

In Abbildung 15 ist der Mittelwert der Lufttemperaturen an den Personenausströmern über der Messzeit aufgetragen. Zur Ermittlung dieses Wertes wurde sowohl über mehrere Messstellen am Auslass des Personenausströmers als auch über die vier Personenausströmer ein Mittelwert gebildet. Bedingt durch den Wärmeeintrag in die Luftkanäle liegt die Lufttemperatur an den Personenausströmern im Kühlfall oberhalb der Lufttemperatur nach dem Verdampfer. Dies lässt sich im Vergleich zwischen Abbildung 14 und Abbildung 15 gut erkennen. Der qualitative Verlauf der Lufttemperatur nach dem zweiten Verdampfer entspricht bei beiden Messungen dem Verlauf der Lufttemperaturen am Personenausströmer. Bedingt durch den Wärmeeintrag liegen die Temperaturen am Personenausströmer jedoch mehrere Kelvin höher, so zum Beispiel zehn Minuten nach Messstart 9K bei dem Versuch mit beiden aktiven Kältekreisen und 4K beim Versuch mit einem Kältekreis. Die größere Erwärmung bei dem Versuch mit zwei Kältekreisen kann über die größere treibende Temperaturdifferenz zwischen Luft unterhalb der Instrumententafel und Luft im Luftkanal sowie den geringeren Luftmassenstrom, bedingt durch die Vereisung des luftseitig zweiten Verdampfers, erklärt werden.

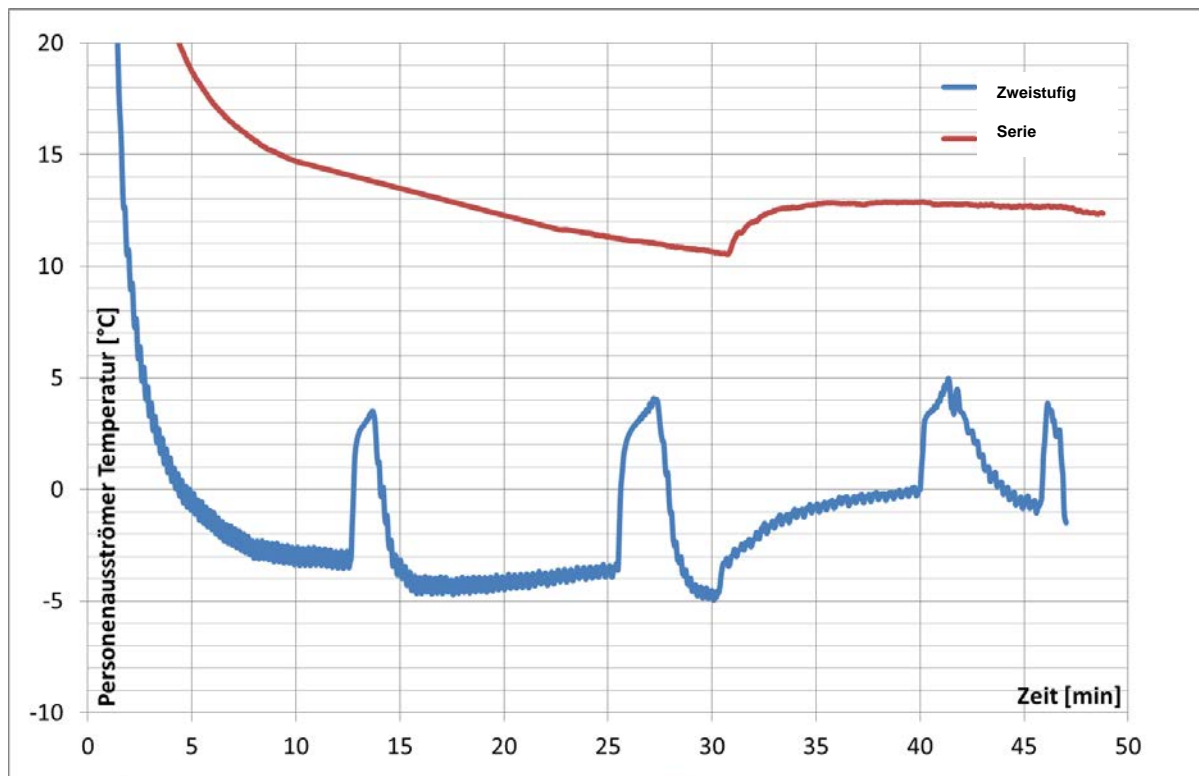


Abbildung 15: Lufttemperaturen am Personenausströmer während der Abkühlung, Vergleich zwischen der zweistufigen Verdampfung mit zwei Kältekreisen und einem Kältekreis ohne Vereisung des Verdampfers

In Abbildung 15 ist erkennbar, dass die Lufttemperaturen beim Versuch mit beiden aktiven Kältekreisen dauerhaft unter denen mit einem Kältekreis liegen. Auffällig sind hier die Temperaturerhöhungen der Luft an den Personenausströmern bedingt durch die Abtauung des vereisten zweiten Verdampfers bei Minute 14, 27, 41 und 46. Durch die thermische Masse im Luftverteilsystem und den geringeren Wärmeeintrag durch die gesenkte Temperaturdifferenz zwischen Luft im Kanal und Luft außerhalb des Kanals sind diese Temperaturunterschiede geringer als die der Luft nach dem Verdampfer. In den beiden ersten durchgeführten Enteisungen beträgt die Temperaturdifferenz am Verdampfer  $\sim 15\text{K}$ , die Veränderung der Lufttemperatur an den Ausströmern lediglich  $\sim 7\text{K}$ . Im Vergleich zwischen Abbildung 14 und Abbildung 15 ist festzustellen, dass zwischen Minute 15 und Minute 25 die Temperatur an den Personenausströmern um  $1\text{K}$  ansteigt, während die Temperatur am Verdampfer im gleichen Zeitraum um  $1\text{K}$  fällt. Diese Zunahme der Nacherwärmung kann über die sinkende Luftmenge, bedingt durch die Vereisung am zweiten Verdampfer bei gleicher Gebläsedrehzahl, erklärt werden. Wenn ein

ähnlicher Wärmestrom durch die Wand des Luftkanals geleitet wird, dabei aber einen geringeren Luftmassenstrom erwärmt, so führt dies zu einer stärkeren Erwärmung des Luftmassenstroms.

Ebenfalls sichtbar ist, dass ab Minute 30 die Lufttemperaturen bedingt durch die reduzierte Kälteleistung ansteigen. Wie in Abbildung 16 zu erkennen ist, führt diese Schwankung jedoch nicht zu einer signifikanten Veränderung der Kopfraumtemperatur. Die mittlere Temperatur der Luft im Fahrzeuginnenraum erfährt also, bedingt durch ihre thermische Masse, durch die Enteisung des Verdampfers keine signifikante Veränderung. Durch die Position der Personenausströmer im Griffbereich des Kunden kann dieser jedoch dennoch eine Temperaturänderung bemerken, da die Lufttemperatur an den Personenausströmern in einem für den Menschen bemerkbaren Bereich schwankt. Bei einer luftseitig parallelen Anordnung mehrerer vereisender Verdampfer, wie diese zum Beispiel von Cho<sup>86</sup> für Kühltheken vorgestellt wurde, können die Enteisungen zeitlich versetzt erfolgen. Hierdurch kann eine Schwankung der Zulufttemperatur reduziert oder vermieden werden.

In Abbildung 16 sind die gemittelten Kopfraumtemperaturen der Messstellen oberhalb der Vordersitze aus den beiden Abkühlmessungen aufgetragen. Im Zeitraum zwischen Minute 10 und Minute 23 wurden, während der Messung mit einem Kältekreis, die Kopfraumtemperaturen nicht erfasst. Zum besseren Vergleich mit der Messung mit beiden Kältekreisen wurde zwischen dem ersten und dem letzten Messwert linear interpoliert.

Die Kopfraumtemperatur konnte mit zwei Kältekreisen deutlich schneller abgesenkt werden als im Betrieb mit einem Kältekreis. So wurden 34°C Kopfraumtemperatur mit einem Kältekreis erst nach 24 Minuten erreicht, mit beiden Kältekreisen schon nach fünf Minuten. Nach 30 Minuten konnte mit einem Kältekreis eine Kopfraumtemperatur von 32°C erreicht werden, über die Kühlung mit beiden Kältekreisen konnten 25°C Kopfraumtemperatur erreicht werden.

Die Auswirkungen auf das Komfortempfinden des Menschen wurden über einen Komfortmesspuppe auf dem Beifahrersitz ermittelt. Auf den in Abbildung 16 eingefügten Bildern ist der Komfort nach zehn Minuten sowie nach 30 Minuten für die beiden Messungen dargestellt. Hierbei symbolisieren die Farben das thermische Empfinden an dem jeweiligen Körperteil, grün bedeutet einen thermisch neutralen Zustand, LMV-Index = 0, rot ein Empfinden „heiß“, LMV-Index = +3. Nach zehn Minuten ist der thermische Komfort bei der Messung mit nur

---

<sup>86</sup> Cho et al. (2003), Seite 1919.

einem Kältekreis noch nicht gegeben. Für alle gemessenen Körperteile mit Ausnahme des rechten Oberarms wird eine Bewertung mit  $LMV = +3$  ausgegeben. Im Vergleich dazu ist der gemessene thermische Komfort bei der Messung mit beiden aktiven Kältekreisen deutlich besser. Bereits nach fünf Minuten ist die Temperatur am Oberkörper mit  $LMV = +1$  deutlich verbessert, der linke Oberarm hat schon einen thermisch optimalen Zustand erreicht. Auch die Oberschenkel und die Hände sind mit einem  $LMV$  von  $\sim +2$  bzgl. des Komforts weniger kritisch als bei der Messung mit nur einen Kältekreis.

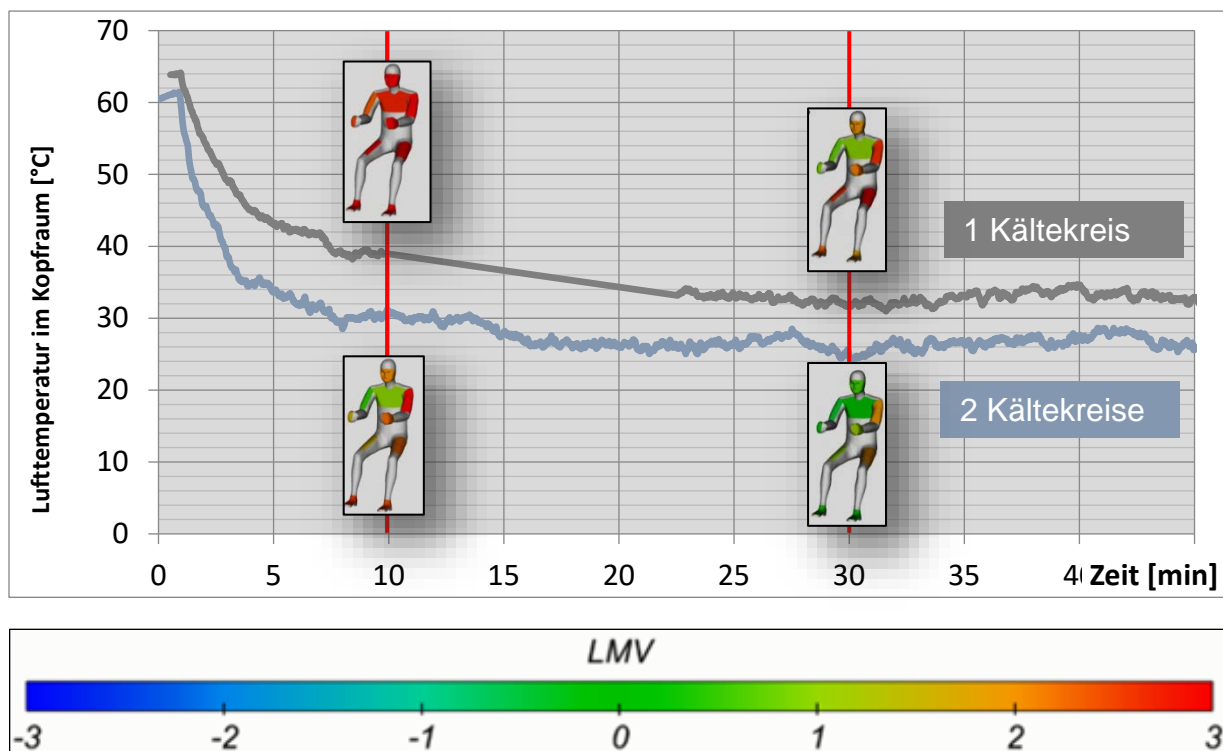


Abbildung 16: Abkühlkurve mit Kopfraumtemperaturen und Komfortaussage

Selbst nach 30 Minuten ist ein Komfortunterschied zwischen den beiden Messungen noch deutlich erkennbar. Der thermische Komfort der Messung mit einem Kältekreis entspricht nach 30 Minuten bis auf geringe Unterschiede an den Oberschenkeln und den Händen dem der Messung mit beiden Kältekreisen nach fünf Minuten. Bei der Messung mit beiden Kältekreisen ist der thermische Komfort nach 30 Minuten weitestgehend hergestellt, lediglich der linke Oberschenkel und der linke Arm weisen noch einen thermischen Komfort mit einem  $LMV$  größer als 1 auf.

Zusammenfassend kann festgehalten werden, dass die vorgestellte Variante der Abkühlung eines Fahrzeuges mittels zweier Kältekreise und Lufttemperaturen von unter  $0^{\circ}\text{C}$  geeignet ist,

den thermischen Komfort im Fahrzeug deutlich zu erhöhen.<sup>87</sup> So wird der thermische Komfort, den die Variante mit einem Kältekreis nach 30 Minuten erreicht hat, bereits nach 10 Minuten erreicht. Dieser Komfortvorteil zeigt sich auch in den Kopfraumtemperaturen, welche bei zwei Kältekreisen deutlich schneller sinken, beispielsweise wurden 34°C mittlere Kopfraumtemperaturen oberhalb der Vordersitze bereits nach 5 Minuten bei der Verwendung von zwei Kältekreisen erreicht, bei der Verwendung von einem Kältekreis erst nach 24 Minuten.

Als nachteilig sind bei einer Abkühlung der Luft auf unter 0°C am Verdampfer die schwankenden Zulufttemperaturen an den Personenausströmern anzusehen. In heutigen Klimaanlageanlagen verändern sich die Ausblastemperaturen nicht sprunghaft. Während der Abkühlung sinken die Ausblastemperaturen und unterliegen auch bei nicht ausreichender Kälteleistung, bedingt zum Beispiel durch eine niedrige Motordrehzahl, vgl. Abbildung 15 ab Minute 31, einer Schwankung um einige Kelvin. Die durch die Abtauzyklen treten regelmäßige Schwankungen der Zulufttemperaturen um ~7 K auf, vgl. Abbildung 15 bei Minute 14 und 26. Diese Schwankungen der Zulufttemperatur sind im Vergleich zum Stand der Technik häufiger und größer. Während der Abtauzyklen sind die Zulufttemperaturen dabei geringer als beim Betrieb mit einem Kältekreis, es sind also nicht höhere Temperaturen kritisch, sondern lediglich die starke Änderung.

Inwieweit dies von den Kunden akzeptiert wird oder ob Gegenmaßnahmen zu treffen sind, wäre die Aufgabe weiterführender Untersuchungen außerhalb dieser Arbeit.

### **3.1.3.3 Bewertung der Verfügbarkeit**

Der in Kapitel 3.1.3.2 beschriebene Abkühlversuch im Klimawindkanal untersuchte das Abkühlverhalten unter extremen Randbedingungen, bezogen auf Motordrehzahl, Fahrgeschwindigkeit und Konditionierung. Im realen Kundenbetrieb liegen meistens Bedingungen vor, in denen die verfügbare Kälteleistung auf Grund einer höheren Fahrgeschwindigkeit, höheren Motordrehzahl oder niedrigeren Außentemperatur höher ist. Parallel dazu ist der Bedarf an Kälteleistung durch einen längeren stationären Betrieb, geringere Sonneneinstrahlung oder niedrigere Außentemperaturen geringer.

Auf Basis von insgesamt sieben Stunden und acht Minuten Messdaten einer mehrtägigen Straßenerprobung in der spanischen Region Valencia, im Juli 2014, wurde untersucht, wie häufig niedrigere Ausblastemperaturen als bei einem Serienfahrzeug erreichbar waren. Die Messdaten

---

<sup>87</sup> An dieser Stelle sei noch einmal die Einschränkungen bezüglich der Aussagekraft der Messungen hingewiesen, die zu Beginn des Kapitels 3.1.3.2 gemacht wurden.



wurden zufällig ausgewählt und umfassen sowohl Betriebspunkte nach einer starken Aufheizung als auch den – bezogen auf die Innenraumtemperatur – quasi-stationären Betrieb bei längeren Fahrten auf der Autobahn. Im Anhang sind die Randbedingungen der einzelnen Messungen aufgeführt. Diese Messungen sind nicht als repräsentativ für einen durchschnittlichen Kundenbetrieb anzusehen, geben jedoch als reale Fahrdaten im Sommer eine erste Indikation bezüglich der zeitlichen Verfügbarkeit der Funktion. Unter der zeitlichen Verfügbarkeit wird verstanden, wie hoch der Anteil der Betriebszeit des Fahrzeuges war, bei der ein Komfortvorteil durch die Absenkung der Lufttemperatur unter  $0^{\circ}\text{C}$  zu erreichen war. Wenn die Lufttemperatur nach dem Verdampfer oberhalb von  $0^{\circ}\text{C}$  lag, so besteht gegenüber dem Stand der Technik kein Komfortvorteil. Ein vergleichbarer Komfort wäre durch eine Steigerung der Kälteleistung auch mit einer konventionellen Klimaanlage zu erreichen, ohne dass eine Vereisung des Verdampfers zugelassen werden müsste.

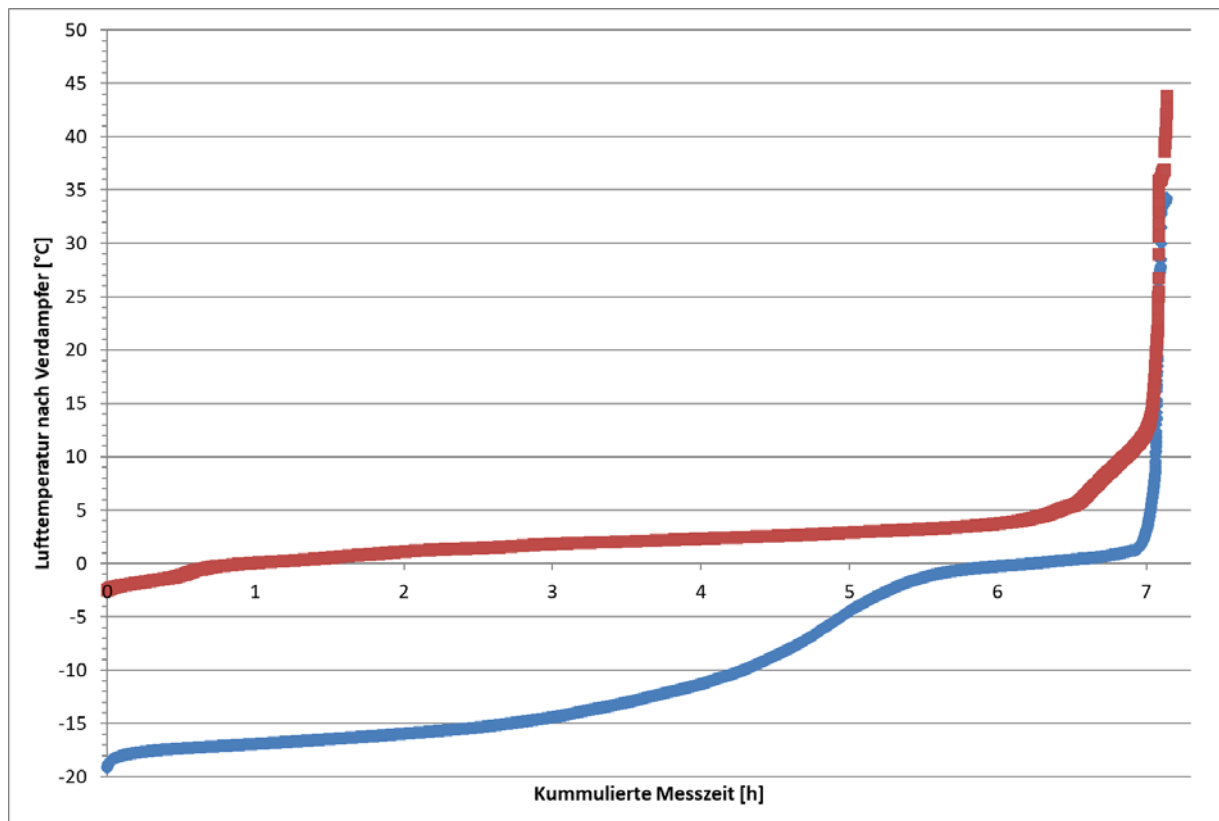


Abbildung 17: Lufttemperaturen nach dem ersten und zweiten Verdampfer über die Messzeit in Stunden aufgetragen

In Abbildung 17 sind die Messwerte der Lufttemperatur, Abtastrate 0,2 Sekunden, nach dem ersten sowie dem zweiten Verdampfer über der Zeit in Stunden aufgetragen. Um eine Aussage bezüglich der Häufigkeit erreichter Lufttemperaturen zu erhalten, wurden die Messwerte nach

aufsteigender Lufttemperatur nach dem Verdampfer sortiert. Das Diagramm gibt also keine Information bezüglich des Verlaufs der einzelnen Messungen, zeigt jedoch, wie viele Stunden bestimmte Temperaturen erreicht werden konnten. Die Verfügbarkeit ist ein wesentliches Unterscheidungskriterium für den Konzeptvergleich mit der Kältekreisvariante mit einem Kältekreis, siehe Kapitel 3.2

Zur Analyse der Verfügbarkeit ist es sinnvoll, das Diagramm in vier Temperaturbereiche zu unterteilen.

1. Lufttemperaturen nach dem zweiten Verdampfer oberhalb von 5°C:

00:06:33 Std. (1,5% der Gesamtzeitdauer)

Lufttemperaturen nach dem zweiten Verdampfer oberhalb von 5°C treten vornehmlich bei bezüglich der Innenraumtemperatur instationären Zuständen nach Fahrtbeginn auf. Hier ist die Kälteleistung nicht ausreichend, um die warme und verhältnismäßig feuchte Luft abzukühlen. Für den Fall solch instationärer Zustände zu Fahrtbeginn wäre eine Verkürzung dieser Zeit sehr einfach durch eine Steigerung der Kälteleistung zu erreichen. Da hier die Lufttemperatur von 5°C nicht unterschritten wird, wäre dazu das Zulassen einer Vereisung nicht notwendig. Insofern wird dieser Bereich für die Bewertung der Verfügbarkeit der Funktion nicht berücksichtigt.

2. Lufttemperaturen nach dem zweiten Verdampfer zwischen 5°C und 2°C:

00:03:16 Std. (0,8% der Gesamtzeitdauer)

Dieser Temperaturbereich wurde erreicht, wenn die Kälteleistung nicht ausreichend war, um niedrigere Lufttemperaturen zu erreichen. Hierbei ist sowohl die verfügbare Kälteleistung, primär abhängig von der Motordrehzahl und dem Luftmassenstrom durch den Verflüssiger, als auch der Bedarf an Kälteleistung relevant.

3. Lufttemperaturen nach dem zweiten Verdampfer zwischen 2°C und -5°C:

02:01:50 Std. (28,5% der Gesamtzeitdauer)

Die Lufttemperaturen unter 2°C entsprechen in diesem Fall einer geringfügigen Verbesserung der Funktion gegenüber dem Stand der Technik. Die Unterteilung des Bereiches mit negativen Lufttemperaturen bis -5°C und unterhalb von -5°C erfolgte dabei, um eine Unterscheidung in eine geringfügige und eine signifikante Verbesserung der Funktion der Klimaanlage zu erreichen. Die Temperaturgrenze von -5°C entstammt einer subjektiven Einschätzung, dass ab 7K Temperaturdifferenz zum Stand der Technik von einer signifikanten Verbesserung gesprochen werden kann. Wie in Abbildung 14

zu erkennen, steigt die Temperatur der Luft nach Verdampfer beim Abtauen nur geringfügig über 0°C. Die im Betrieb notwendigen Enteisungen des zweiten Verdampfers fallen somit ebenfalls in diesen Temperaturbereich.

4. Lufttemperaturen nach dem zweiten Verdampfer unter -5°C:

04:56:34 Std. (69,3% der Gesamtzeitdauer)

In diesem Bereich ist die Lufttemperatur nach dem Verdampfer deutlich unter die im Stand der Technik mögliche Grenze von 2°C gesenkt worden. Die Komfortvorteile der Absenkung der Verdampfertemperatur unter 0°C können als signifikant angesehen werden. Die starken Schwankungen der Temperatur zwischen -5°C und -19°C resultieren aus den wechselnden Umgebungsbedingungen und der Betriebsstrategie der Klimaanlage. Die Klimaanlage wurde so betrieben, dass minimale Zulufttemperaturen erreicht werden sollten. Einziges Kriterium der Beschränkung der Kälteleistung war ein zu geringer Niederdruck im Kältekreis, welcher zur sicheren Vermeidung des Eindringens von Luft in den Kältekreis bei eventuellen Leckagen auf über 1bar beschränkt wurde. Da die Kälteleistung nicht ausreichend war, um die 1bar am Verdichter zu erreichen, ergibt sich die starke Schwankung der Temperatur über einen weiten Bereich und es gibt keine Häufung von Messwerten in einem niedrigeren Temperaturbereich, wie dies zum Beispiel bei den Lufttemperaturen nach dem ersten Verdampfer der Fall ist, bei denen über 84% der Messwerte im Temperaturbereich von -2,2°C bis 3,8°C liegen.

Die Auswertung der Erprobung zeigt eine gute Verfügbarkeit der Funktion. 69,3% der gesamten Messzeit lag die Lufttemperatur nach Verdampfer unter -5°C. Hierdurch konnte ein deutlicher Komfortgewinn gegenüber dem Stand der Technik erreicht werden. 28,5% der Messzeit lag die Lufttemperatur nach dem Verdampfer im Bereich von -5°C bis 2°C, auch hier lag ein geringer Vorteil gegenüber dem Stand der Technik vor. In Bezug auf die Innenraumtemperatur instationäre Betriebszustände mit sehr hoher Kälteleistungsanforderung führten nur in 2,3% der Messzeit zu Lufttemperaturen oberhalb von 2°C, in denen kein Vorteil zum Stand der Technik mit erhöhter Kälteleistung bestand.

Zusammenfassend lässt sich festhalten, dass bei der installierten Kälteleistung im realen Fahrbetrieb bei den untersuchten Bedingungen eine sehr gute Verfügbarkeit der Absenkung der Verdampfertemperaturen unter 0°C bestand.

Eine Verbesserung der Verfügbarkeit, vor allem der Lufttemperaturen unter -5°C, lässt sich primär über zwei Optionen erreichen. Zum einen ist dies eine Steigerung der Kälteleistung.

Hierdurch können die Abkühlzeiten verkürzt werden und der Anteil der Betriebszeiten mit niedrigeren Verdampfertemperaturen steigt. Zum anderen kann durch eine Optimierung der Vereisungseigenschaften des Verdampfers eine Verbesserung der Verfügbarkeit erreicht werden. Wenn die Häufigkeit der Abtauungen reduziert werden kann, so führt dies zu einem längeren Betrieb mit niedrigeren Lufttemperaturen unter  $-5^{\circ}\text{C}$  und der Anteil der Betriebszeiten mit über  $-5^{\circ}\text{C}$  zum Schmelzen des gefrorenen Wassers am Verdampfer sinkt.

### **3.1.3.4 Bewertung der Akustik**

In diesem Kapitel wird zunächst der Zusammenhang zwischen der Klimatisierung und dem akustischen Komfort im Fahrzeug basierend auf den Informationen der vorherigen Kapitel zusammengefasst. Anschließend wird eine Berechnungsmethode von Großmann<sup>88</sup> vorgestellt, mit deren Hilfe der Luftmassenstrom durch den Verdampfer bei unterschiedlichen Lufttemperaturen nach Verdampfer und konstanter Kälteleistung ermittelt werden kann. Die Anwendung dieser Berechnungsmethode zeigt das Potential für den akustischen Komfort bei einer Absenkung der Lufttemperatur nach Verdampfer auf  $-15^{\circ}\text{C}$ . Abschließend wird der Einfluss des steigenden luftseitigen Druckverlustbeiwertes bedingt durch die Vereisung vorgestellt und dessen Einfluss auf den akustischen Komfort.

Wie in Kapitel 1.1 dargelegt, beeinflusst die Klimaanlage im Fahrzeug nicht nur den thermischen, sondern auch den akustischen Komfort, und zwischen beiden Aspekten besteht ein Zielkonflikt. In Kapitel 3.1.3.2 wurde der Vorteil einer höheren Kälteleistung und Ausströmertemperaturen unter  $0^{\circ}\text{C}$  bezüglich des thermischen Komforts bewertet. Das Gebläse wurde dabei für beide Messungen maximal angesteuert. Dies diente dem Erzielen einer maximalen Kälteleistung und erleichterte weiterhin den Vergleich zwischen beiden Messungen. Die unter 3.1.3.2 gezeigte Verbesserung entspricht also einer extremen Priorisierung der Kälteleistung mit einem negativen Einfluss auf den akustischen Komfort im Fahrzeug bezogen auf das Gebläse der Klimaanlage.

Im realen Fahrzeugbetrieb wird die Klimaanlage üblicherweise nicht oder nur kurzfristig mit der maximal möglichen Luftmenge betrieben. Grund hierfür ist der unter 1.1 diskutierte Zielkonflikt zwischen dem akustischen und dem thermischen Komfort im Fahrzeug. Des Weiteren

---

<sup>88</sup> Vgl. Großmann (2013), Tabelle 6.16, Seite 144.

ist die installierte Kälteleistung und Luftmenge üblicherweise für den bezogen auf die Innenraumtemperatur stationären Betrieb überdimensioniert, da die schnelle Abkühlung der aufgeheizten Kabine das Auslegungskriterium ist, die maximal mögliche Luftmenge wird also im Stationärbetrieb nicht benötigt.

Unter 1.1.2 wurde bereits erwähnt, dass eine Reduzierung der Temperatur der einströmenden Luft in den Fahrzeuginnenraum es ermöglicht, diesen bei ansonsten gleichen Randbedingungen mit weniger einströmender Luft zu kühlen. Es ist also generell möglich, den Fahrzeuginnenraum mit weniger Luftmenge und damit verbunden mit weniger Gebläsegeräusch zu kühlen. Beispielhaft zeigt Großmann<sup>89</sup> auf, welche Luftmengen bei verschiedenen Temperaturdifferenzen über den Verdampfer notwendig sind, um eine Kälteleistung von 1,94kW bereitzustellen. Grundlage für diese Berechnung ist die unter Gleichung 3.6 aufgeführte Abhängigkeit zwischen den Wärmeströmen in den Fahrzeuginnenraum im stationären Umluft-Kühlbetrieb und der Luftmenge sowie der Temperaturdifferenz der Luft am Verdampfer.<sup>90</sup>

$$\dot{H}_{Sensibel} = \dot{m}_L * c_p * \Delta\vartheta_{L,Verd.} = \dot{Q}_{Sonneneinstrahlung} + \dot{Q}_{Karosserie} + \dot{Q}_{Rest} \quad (3.6)$$

So nennt Großmann<sup>91</sup> beispielhaft eine benötigte Luftmenge von 5,51 kg/min bei einer Lufttemperatur nach Verdampfer von 3°C und eine Luftmenge von 6,81 kg/min bei einer Lufttemperatur nach Verdampfer von 7°C, jeweils basierend auf einer Lufttemperatur vor dem Verdampfer von 24°C.

Wird der von Großmann angeführte Ansatz nun auf Verdampfertemperaturen von unter 0°C erweitert, so ergibt sich unter gleichen Randbedingungen eine benötigte Luftmenge von 3,99kg/min bei -5°C Lufttemperatur nach Verdampfer und 2,97 kg/min bei -15°C.

Abbildung 4 zeigt den Schalldruckpegel des Geräusches des Innenraumgebläses am Fahrerohr bei verschiedenen Luftmengen in dB, gemessen in einem Akustik-Messraum ohne laufenden Motor. Bei der oben angenommenen Reduzierung der Verdampfertemperatur von 3°C mit 5,51kg/min auf eine Verdampfertemperatur von -5°C mit der Luftmenge von 3,99kg/min sinkt

---

<sup>89</sup> Vgl. Großmann (2013), Tabelle 6.16, Seite 144.

<sup>90</sup> Großmann (2013), Formel 6.26, Seite 142.

<sup>91</sup> Vgl. Großmann (2013), Tabelle 6.16, Seite 144.

der gemessene Schalldruckpegel von  $\sim 60\text{dB(A)}$  auf  $\sim 53,5\text{dB(A)}$ . Mittels einer linearen Extrapolation lässt sich auch die Verbesserung der Akustik bei einer Absenkung der Verdampfer-temperatur auf  $-15^\circ\text{C}$  und damit der Reduzierung der Luftmenge auf  $2,97\text{kg/min}$  in erster Näherung ausweisen. Hierbei würde sich am Fahrerohr ein Schalldruckpegel von  $\sim 49\text{dB(A)}$  einstellen. Diese Extrapolation ist dabei lediglich geeignet, eine Tendenz für die Verbesserung zu benennen, ist jedoch als absoluter Wert nicht belastbar.

Die Reduzierung des Schalldruckpegels um  $6,5\text{dB(A)}$  bei einer Absenkung der Temperatur auf  $-5^\circ\text{C}$  sowie die Verbesserung um  $11\text{dB(A)}$  bei einer Absenkung auf  $-15^\circ\text{C}$  lassen sich gut einordnen, wenn man davon ausgeht, dass eine Reduzierung des Schalldruckpegels um  $10\text{dB(A)}$  in etwa einer Halbierung der Lautheit entspricht.

Die genannte Verbesserung ist dabei als eine Annäherung für die oben genannten Zulufttemperaturen und Luftmenge geeignet. Sowohl für andere Zulufttemperaturen und Zulufttemperaturabsenkungen als auch für andere Luftmengen ergeben sich abweichende Verbesserungen. Die Abschätzung zeigt jedoch, dass generell ein großes Verbesserungspotential bezüglich der Akustik durch die Absenkung der Verdampfer-temperatur vorhanden ist.

An dieser Stelle sei darauf hingewiesen, dass eine Absenkung der Luftmenge nicht unter allen Betriebsbedingungen möglich ist. So dient die aus den Ausströmern zugeführte Luft auch dazu, eine ausreichende Durchströmung der Kabine im Fahrzeug zu erreichen, um so alle Passagiere komfortabel zu klimatisieren. Bei sehr geringen Luftgeschwindigkeiten der Luft an den Ausströmern kann dies nicht mehr erreicht werden. Die Verbesserung der Akustik ist also nur dann möglich, wenn die Luftmenge nicht unter ein entsprechend komfortables Maß sinkt.

Hierbei ist jedoch davon auszugehen, dass der akustische Komfort vor allem bei hohen Luftmengen durch die Klimatisierung beeinträchtigt wird. Bei sehr geringen Luftmengen sind üblicherweise andere Geräuschquellen im Fahrzeug dominant, so dass die Klimaanlage nur einen geringen Einfluss auf den akustischen Komfort hat, siehe Kapitel 2.2.

Die oben beschriebene Verbesserung des akustischen Komforts bezieht sich dabei auf Betriebsfälle, bei denen eine Steigerung der Kälteleistung nicht zu einer Verbesserung des thermischen Komforts führt, da dies zu einer zu starken Abkühlung der Kabine führen würde.

Für instationäre Betriebspunkte ist es möglich, die Luftmenge abzusenken, um den akustischen Komfort bei gleichem thermischen Komfort zu erhöhen oder die Luftmenge beizubehalten, um

einen besseren thermischen Komfort bei gleichem akustischen Komfort zu erreichen. Zwischenstufen, die beide Komfortaspekte in einem geringeren Maße verbessern, sind ebenfalls möglich.

In der obigen Betrachtung wurde die Vereisung des Verdampfers und der damit steigende luftseitige Druckverlust nicht betrachtet. Durch den Anstieg des luftseitigen Druckverlustbeiwertes verändert sich das Geräusch des Gebläses bei gleicher erreichter Luftmenge, siehe Kapitel 2.2. Zum Einen steigt das absolute Geräuschniveau an, da zum Erreichen einer gleichen Luftmenge durch das Gebläse eine höhere Druckdifferenz aufgebaut werden muss. Zum anderen verändert sich das Geräusch, da das Gebläse mit einer höheren Drehzahl arbeitet, also prinzipiell mehr Geräusch erzeugt, wohingegen sich die Strömungsgeräusche durch das Durchströmen von Klimagerät, Luftkanälen und Ausströmergittern nicht verändern, da sich die Luftgeschwindigkeit nur durch die Vereisung des Verdampfers ändert.

In Abbildung 18 ist der Schalldruckpegel an der Ohrposition bei verschiedenen Messungen aufgetragen.<sup>92</sup> Bei diesen Messungen wurde über einen zusätzlichen luftseitigen Druckverlust im Klimagerät ein vereisender Verdampfer nachgebildet, um die Auswirkungen auf die Gebläseakustik zu ermitteln. Die Luftgeschwindigkeit an einem Ausströmer wurde bei allen Messungen konstant auf 3,3m/s gehalten, der erhöhte luftseitige Druckverlust durch eine Erhöhung der Drehzahl des Gebläses kompensiert. Die Angabe des erhöhten luftseitigen Druckverlustes bezieht sich dabei auf die Reduktion der Luftmenge ohne Anpassung der Gebläsedrehzahl. 18% bedeuten insofern, dass die Luftmenge mit dem zusätzlichen luftseitigen Druckverlust um 18% geringer ausgefallen ist als in der Messung ohne. Erkennbar ist, dass die höhere Drehzahl zur Überwindung des luftseitigen Druckverlustes zu einer breitbandigen Erhöhung des Gebläsegeräusches führt.

Der akustische Vorteil der reduzierten Luftmenge wird also durch den zunehmenden Druckverlustbeiwert durch die zunehmende Vereisung reduziert und letztlich überkompensiert. Die vor dem Hintergrund dieses Zielkonfliktes entwickelte Regelungsstrategie wird in Kapitel 3.1.3.5 vorgestellt.

---

<sup>92</sup> Die Messungen wurden an einem modifizierten Fahrzeugprototypen eines Geländewagens durchgeführt. Die in Abbildung 18 dargestellte Messung wurde in Umluft bei der Luftverteilung „Mittelebene“ ohne laufenden Verbrennungsmotor durchgeführt.

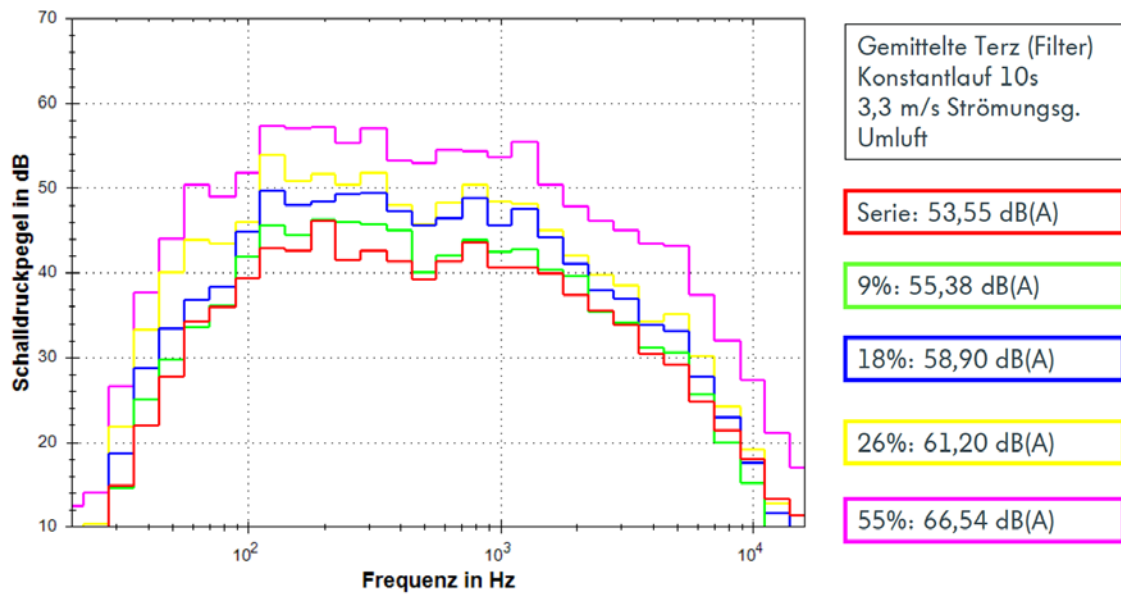


Abbildung 18: Schalldruckpegel an der Ohrposition bei konstanter Luftmenge mit verändertem luftseitigem Druckverlust im Klimagerät

### 3.1.3.5 Abtaustrategie

Auf die generelle Notwendigkeit des Abtauens des Verdampfers wurde schon in den vorherigen Kapiteln hingewiesen. Der Luftmassenstrom über den Verdampfer kann zwar über eine Erhöhung der Gebläsedrehzahl bei steigendem luftseitigen Druckverlust konstant gehalten werden, dies ist jedoch über die Leistungsfähigkeit des Gebläses beschränkt und auch akustisch und energetisch nachteilig.

Bedingt durch die Verfügbarkeit von Luft oberhalb von 0°C vor dem Verdampfer kann die Abtauung des Verdampfers sehr einfach durch ein Abschalten des Kältekreises erfolgen, es kann also über eine An-Aus-Abtauung enteist werden. Als Hauptvorteil dieses Verfahrens wird von Amer die Einfachheit und Wirtschaftlichkeit angeführt.<sup>93</sup> Andere, aktive Abtauverfahren, wie zum Beispiel die Heißgasabtauung oder eine Prozessumkehr würden das Abtauen beschleunigen, sind jedoch mit einem zusätzlichen Energie- und apparativen Aufwand verbunden.<sup>94</sup> Da die Abtauzeiten bereits mit einer passiven Abtauung durch die warme Luft verhältnismäßig

<sup>93</sup> Vgl. Amer et al. (2017), Seite 64.

<sup>94</sup> Wang et al. (2013) vergleichen am Beispiel einer 359kW-Luft-Wasser-Wärmepumpe den Energiebedarf und die Abtauzeiten bei einer Heißgasabtauung und einer Prozessumkehr. Einen ähnlichen Vergleich an einer 55kW-Wärmepumpe führen Huang et al. (2009) durch.



kurz sind im Vergleich zu den Betriebszeiten unter 0°C, siehe Abbildung 14, ist die Sinnhaftigkeit anderer Abtauverfahren für diesen Anwendungsfall fraglich.

Es hat sich als vorteilhaft erwiesen, wenn neben dem luftseitig zweiten Verdampfer auch der luftseitig erste Verdampfer während der Abtauung nicht mehr kühlt. Hierdurch erreicht wärmere Luft den vereisten Verdampfer und die Abtauung wird beschleunigt. Vorteilhaft ist es ebenfalls, den zeitweise notwendigen Frischluftbetrieb für den Luftaustausch in der Kabine mit den Abtaubetrieb zeitgleich erfolgen zu lassen. Hierdurch erreicht in der Regel noch wärmere Luft den Verdampfer, was die Abtauzeit reduziert, so kann der erhöhte Kälteleistungsbedarf im Frischluftbetrieb vorteilhaft ausgenutzt werden. Wenn die Abtauung nur solange durchgeführt wird, bis der Reif im zweiten Verdampfer vollständig geschmolzen ist, jedoch nicht so lange, dass die Lufttemperatur nach dem zweiten Verdampfer über eine im Stand der Technik übliche Temperatur von zum Beispiel 3°C steigt, so findet keine Beeinträchtigung der Passagiere durch steigende Luftfeuchtigkeit statt. Die Luft verlässt zwar annähernd vollständig gesättigt den Verdampfer, die absolute Luftfeuchtigkeit ist dabei aber nicht höher als im Stand der Technik, der Wechsel der Luftfeuchtigkeit war dabei bei den Versuchen vom Autor nicht wahrnehmbar.

Der Zeitpunkt der Abtauung beeinflusst mehrere Kriterien des Kundennutzens, so dass im Folgenden verschiedene Optimierungsaspekte vorgestellt werden.

#### **Akustisch optimierte Abtaustrategie:**

Wie in Abbildung 18 gezeigt, steigt der Schalldruckpegel der Klimaanlage durch einen steigenden luftseitigen Druckverlust bei gleichem Luftvolumenstrom an. Bedingt durch die Vereisung des Verdampfers findet eine Erhöhung des luftseitigen Druckverlustes des Verdampfers statt. Insofern reduziert die Vereisung den akustischen Vorteil durch die sinkende Luftmenge, welcher durch die abgesenkte Verdampfertemperatur erreicht wird. Bei fortgeschrittener Vereisung kann der negative Effekt des gesteigerten Druckverlustes den Vorteil durch die sinkende Luftmenge übersteigen.

Es ist also ersichtlich, dass aus akustischen Gründen abgetaut werden muss. Je kürzer die Vereisungsdauer ist und damit auch die Zunahme des luftseitigen Druckverlustes, desto geringer ist der negative Einfluss auf das Geräusch der Klimaanlage.

Des Weiteren geht jede Abtauung jedoch mit einer Erhöhung der Lufttemperatur nach dem Verdampfer einher, die durchschnittliche Lufttemperatur nach dem Verdampfer über den Ver- und Enteisungsbetrieb steigt also. Bei einer steigenden durchschnittlichen Lufttemperatur nach

dem Verdampfer steigt auch die Luftmenge, die zur Klimatisierung notwendig ist. Dies wiederum reduziert den akustischen Vorteil der abgesenkten Verdampfer Temperatur. Unter der Annahme, dass die Enteisungszyklen eine vom Vereisungsgrad relativ unabhängige Dauer haben, bedeutet dies, dass lange Enteisungszyklen vorteilhaft sind für das Geräusch der Klimaanlage.

Aus dem oben Genannten ist ersichtlich, dass weder extrem kurze, noch extrem lange Vereisungszyklen aus akustischen Gründen optimal sind. Der aus akustischer Sicht optimale Zeitpunkt für eine Abtauung kann dabei nicht allgemein gültig angegeben werden, da dieser von dem spezifischen Fahrzeug abhängt.

Ein Verfahren zur Ermittlung der akustisch optimalen Abtauzeit wurde im Rahmen dieser Arbeit im Patent DE 10 2015 212 460 A1 veröffentlicht und ebenfalls in der Bachelorarbeit von Daniel Hildebrandt beschrieben.

Hildebrandt<sup>95</sup> stellt ein Verfahren vor, welches dazu geeignet ist, für ein Fahrzeug und einen Betriebspunkt den aus akustischer Sicht optimalen Abtauzeitpunkt zu ermitteln. Eine allgemeingültige Aussage über alle Fahrzeuge oder alle Betriebszustände ist nicht möglich, so dass das Verfahren für eine Vielzahl von Betriebspunkten durchzuführen ist und die entsprechenden Kennlinien in der Steuerung der Klimaanlage zu hinterlegen sind.

Zunächst wird in dem Verfahren der zur Klimatisierung notwendige Luftmassenstrom abhängig von der Temperaturdifferenz der Luft vor und hinter dem Verdampfer im Vereisungs- und Abtaubetrieb, der Betriebszeit im Vereisungs- und Abtaubetrieb, der Wärmekapazität der Luft sowie der benötigten Kälteleistung ermittelt:<sup>96</sup>

$$\dot{m}_L = \frac{\phi \dot{Q}_0}{c_{p,L} * \left( \Delta T_{Vereisung} * \frac{\tau}{\tau + \tau_{Abtau}} + \Delta T_{Abtau} * \frac{\tau_{Abtau}}{\tau + \tau_{Abtau}} \right)} \quad (3.7)$$

Über eine Geräuschmessung an der Ohrposition des Fahrers kann das Geräusch der Klimatisierung mit nicht vereistem Verdampfer, Index „0“, abhängig von dem Luftmassenstrom ermittelt werden:

$$L_{P0} = f(\dot{m}_{L0}) \quad (3.8)$$

<sup>95</sup> Vgl. Hildebrandt, D. (2014), Seite 63-68.

<sup>96</sup> Hildebrandt, D. (2014), Seite 63.

Akustikmessungen bei erhöhtem luftseitigem Druckverlustbeiwert des Verdampfers zeigen den Einfluss der erhöhten Drehzahl des Gebläses bei gleichem Luftmassenstrom auf das Geräusch. Hildebrandt hat dabei zur Quantifizierung des erhöhten luftseitigem Druckverlustbeiwertes im Klimagerät die Reduktion des Luftmassenstroms bei konstanter Spannung am Gebläse gegenüber dem Zustand mit dem unvereisten Verdampfer als Maßstab genommen. Die prozentuale Reduktion des Luftmassenstroms wird als *RLMS* definiert:

$$RLMS = \left(1 - \frac{\dot{m}_L}{\dot{m}_{L0}}\right) * 100 \quad (3.9)$$

Basierend auf den Akustikmessungen mit erhöhtem Druckverlustbeiwert kann ein Zusammenhang ermittelt werden, welcher den Schalldruckpegel abhängig vom veränderten Druckverlustbeiwert sowie dem Geräusch im unvereisten Zustand beschreibt:

$$L_p = f(RLMS, L_{p0}) \quad (3.10)$$

Eine weitere Abhängigkeit kann ermittelt werden, wenn bei konstanter Spannung am Gebläse und zunehmender Vereisung des Verdampfers die Reduktion des Luftmassenstroms über die Zeit ermittelt wird:

$$RLMS = f(t) \quad (3.11)$$

Aus den dargestellten Zusammenhängen lässt sich nun das Geräusch zu jedem Zeitpunkt des Vereisungszyklus für einen gegebenen Kälteleistungsbedarf ermitteln:

$$L_p = f(f(t), f(\dot{m}_{L0})) \quad (3.12)$$

$$L_p = f(t, \phi \dot{Q}_0, c_{p,L}, \Delta T_{Vereisung}, \Delta T_{Abtau}, \tau, \tau_{Abtau})$$

Mit der Möglichkeit, das Geräusch zu jedem Zeitpunkt des Vereisungszyklus zu berechnen, kann über einfache mathematische Verfahren das durchschnittliche Geräusch über die Vereisungszeit abhängig vom Betriebspunkt berechnet werden und somit der Abtauzeitpunkt ermittelt werden, der das durchschnittliche Geräusch minimiert.

Basierend auf der Kenntnis des Geräusches abhängig vom Betriebszustand und der Vereisungszeit kann jedoch auch einfach eine andere Präferenz des Kunden abgebildet werden, indem zum Beispiel eine höhere Gewichtung von lauterem Geräuschen vorgenommen wird.

### **Kälteleistungsoptimierende Abtaustrategie:**

Eine maximale Kälteleistung wird erreicht, wenn das Innenraumgebläse den maximal möglichen Luftmassenstrom über die Verdampfer fördert und die Lufttemperatur nach dem Verdampfer so weit wie möglich abgesenkt wird. Vorteilhaft bei diesem Betriebsmodus im Vergleich zu einem Betrieb mit einer reduzierten Luftmenge und noch geringeren Ausblastemperaturen ist dabei die erhöhte Saugdichte am Verdichter sowie das geringere Druckverhältnis über den Verdichter. Beides dient der Steigerung der Kälteleistung im Kältekreis.

Eine Vereisung des Verdampfers mit dem steigenden luftseitigen Druckverlustbeiwert geht mit einer Reduktion des Luftmassenstroms durch den Verdampfer einher. Da das Gebläse bereits mit der maximalen Ansteuerung betrieben wird, ist es in diesem Fall nicht möglich, über eine stärkere Ansteuerung des Gebläses den erhöhten luftseitigen Druckverlust zu kompensieren.

Die sinkende Luftmenge ermöglicht zwar eine weitere Absenkung der Lufttemperatur nach dem Verdampfer, wie oben beschrieben ist dies jedoch nicht der Betriebszustand der größten Kälteleistung. Jede Vereisung senkt somit die Kälteleistung, wobei jedoch die Betriebszustände, bei denen enteist wird, bezüglich der Kälteleistung ebenfalls nicht optimal sind, da diese mit verhältnismäßig warmen Lufttemperaturen von über 0°C einhergehen.

Da die Zunahme des luftseitigen Druckverlustbeiwertes über den Verdampfer, als auch die Reduktion der Lufttemperaturen nach dem Verdampfer durch die Vereisung, als auch die im unvereisten Zustand erzielbaren Luftmassenströme und Lufttemperaturen stark von dem Fahrzeug und dem Betriebszustand abhängen, ist eine allgemeingültige Festlegung des Abtauzeitpunktes a priori nicht möglich.

Sowohl für das entsprechende Fahrzeug als auch für den entsprechenden Betriebszustand sind somit Messungen durchzuführen, um die Reduktion der Kälteleistung über die Zeit und die benötigte Dauer zur Enteisung zu ermitteln. Auf Basis dieser Messungen kann dann über ein

mathematisches Verfahren analog der akustisch optimierten Enteisung der optimale Enteisungszeitpunkt festgelegt werden.

### **Energetisch optimierte Abtaustrategie:**

Für eine möglichst energieeffiziente Klimatisierung ist der Leistungsbedarf zum Antrieb der Klimaanlage zu minimieren. Die Komponenten mit dem größten Leistungsbedarf sind dabei der oder die Kältemittelverdichter<sup>97</sup> sowie das Gebläse für den Innenraum und das Gebläse am Verflüssiger.

Durch die Absenkung der Lufttemperatur nach dem Verdampfer kann der Luftmassenstrom reduziert werden, was, bei gleichem luftseitigem Druckverlustbeiwert, mit einer reduzierten Leistungsaufnahme des Gebläses einhergeht. Welche Einsparung des Leistungsbedarfes sich aus einer Absenkung der Luftmenge ergibt, ist pauschal nicht zu beantworten, da der Zusammenhang vom spezifischen Gebläse und dem Betriebspunkt abhängt. Exemplarisch zeigt Großmann<sup>98</sup> eine maximale Leistungsaufnahme eines Innenraumgebläses von 300W bei maximaler Drehzahl und Förderleistung.<sup>99</sup> In Kapitel 2.2 wurde beispielhaft eine Reduzierung der Luftmenge von 6,5kg/min auf 4,1kg/min, also um ca. 30% genannt. Unter der Annahme eines konstanten Wirkungsgrades des Gebläses, inklusive des Gebläsemotors, kann für den Fall einer maximalen Gebläseleistung eine Einsparung von 100W angenommen werden. Für eine genauere Berechnung sollte noch berücksichtigt werden, dass sich durch die Vereisung des Verdampfers der luftseitige Druckverlustbeiwert erhöht, was bei einem gleichen Luftmassenstrom durch den Verdampfer zu einer gesteigerten Leistungsaufnahme des Gebläsemotors führt.

Demgegenüber verringert sich die Effizienz des Kaltdampfprozesses, was zu einer höheren Antriebsleistung des Kältemittelverdichters führt. In Kapitel 3.1 wurde an einem Beispiel gezeigt, dass sich die Leistungszahl des Kaltdampfprozesses durch die Absenkung der Verdampfertemperatur von 3,2 auf 1,9 reduziert, was jedoch nur für den Kältekreis des luftseitig als zweites durchströmten Verdampfer gilt. Die Leistungszahl beider Kältekreise sinkt somit von 3,2 bei einem konventionellen System auf 2,8 für den Betriebspunkt mit 40°C und 40% rel. Feuchte vor dem ersten Verdampfer, siehe 3.1. Nach DIN 1946-3<sup>100</sup> ist eine maximale Kälteleistung

---

<sup>97</sup> Vgl. Lunanova (2009), Seite 136.

<sup>98</sup> Vgl. Großmann (2013), Seite 37.

<sup>99</sup> Fölster (2009), Seite 114, bestätigt diesen Wert, indem für das Gebläse der Klimaanlage der Mercedes-Benz E-Klasse 360 W maximale Leistungsaufnahme genannt werden.

<sup>100</sup> Vgl. DIN 1946-3, Seite 13.

von bis zu 7kW für einen Pkw anzunehmen, was zu einer Leistungsaufnahme im konventionellen System von ~2,2kW, bei Lufttemperaturen nach Verdampfer von -15°C zu einer Leistungsaufnahme von ~2,5kW führt. Der Leistungsbedarf steigt dem entsprechend um ~300W.

Der Mehrverbrauch durch die erhöhte Antriebsleistung der Kältemittelverdichter überkompensiert in diesem Beispiel die eingesparte Antriebsleistung des Gebläses. Hierbei ist jedoch zu berücksichtigen, dass der Antrieb der Verdichter bei Fahrzeugen ohne elektrifizierten Antriebsstrang üblicherweise direkt durch den Motor über einen Riementrieb erfolgt, die Antriebsleistung des Gebläses erst durch eine Wandlung der mechanischen Energie des Verbrennungsmotors in elektrische Energie erfolgt. Da diese Wandlung verlustbehaftet ist, hat eine Einsparung elektrischer Leistung einen positiveren Effekt auf den Mehrverbrauch des Fahrzeuges als eine Einsparung mechanischer Antriebsleistung in gleicher Höhe. Im gewählten Beispiel beträgt die Einsparung an elektrischer Leistung nur 20-33% der mechanischen Leistung. Wenn der Wirkungsgrad des Generators oberhalb dieses Verhältnisses liegt, ist also ein Betrieb mit Verdampfertemperaturen unter 0°C nicht energetisch vorteilhaft. Für einen Betrieb mit maximaler Effizienz ist es also sinnvoll, den Verdampfer generell nicht mit unter 0°C zu betreiben und somit auch die Abtauung zu vermeiden.

Diese Aussage ist dabei nicht allgemein gültig, vielmehr ist mit Kenntnis der entsprechenden Betriebsparameter von Gebläse, Verdichter, Generator usw. eine Betrachtung für jeden einzelnen Betriebspunkt vorzunehmen und so das jeweilige Optimum zu ermitteln. So nennt Nielsen<sup>101</sup>, basierend auf 21 Testfällen, eine elektrische Leistungsaufnahmen des Gebläses von 75-100W bei über 95% der Testfälle und eine mechanische Leistungsaufnahme des Verdichters von 300 – 600W. Hierbei fallen sowohl die elektrische Leistungsaufnahme als auch die mechanische deutlich geringer aus als im obigen Beispiel. Ob dies ausreichend ist, dass eine Absenkung der Verdampfertemperatur energetisch effizient ist, könnte Gegenstand weiterer Untersuchungen sein.

### **3.1.4 Bewertung von PKW-Klimaanlagen mit Zulufttemperaturen unter 0°C mit zwei Kältekreisen**

Abschließend soll an dieser Stelle noch einmal die Bewertung der einzelnen Kriterien aus den vorangegangenen Kapiteln zusammengefasst werden.

---

<sup>101</sup> Vgl. Nielsen (2016), Seite 385 und 386.

Die Bewertung des thermischen Komforts erfolgte anhand von zwei Kriterien. Dies war zum einen die Temperatur der Luft im Kopfraum und zum anderen die Komfortmessung mit einer Komfortmesspuppe.

Bezüglich beider Kriterien konnten in dem beschriebenen Aufbau gegenüber dem Stand der Technik ohne erhöhte Kälteleistung eine deutliche Verbesserung erzielt werden. Durch die Erhöhung der Kälteleistung und die Absenkung der Verdampfer Temperatur unter  $0^{\circ}\text{C}$  konnte zum Beispiel eine Kopfraumtemperatur von  $34^{\circ}\text{C}$  bereits 5 Minuten nach Beginn der Abkühlung erreicht werden, wohingegen beim Betrieb nur eines Kältekreises diese erst nach 24 Minuten erreicht wurde. Auch die nach 30 Minuten erreichte Kopfraumtemperatur lag beim Betrieb beider Kältekreise mit  $25^{\circ}\text{C}$  deutlich unter der Kopfraumtemperatur von  $32^{\circ}\text{C}$  mit einem Kältekreis.

Die deutlich gesenkte Temperatur hatte auch einen positiven Effekt bezüglich des thermischen Komforts. Bei der Messung mit einem Kältekreis wurde nach 30 Minuten ein mittlerer LMV-Wert von 2,0 erreicht, was nach der Definition einer Bewertung „zu warm“ entspricht. Bei der Verwendung beider Kältekreise und der Absenkung der Verdampfer Temperatur unter  $0^{\circ}\text{C}$  konnte eine mittlere Bewertung von 0,7 erreicht werden, was zwischen den beiden definierten Werten 0 – „neutral“ und +1 „warm, jedoch behaglich“ liegt.

Zusammenfassend ist zu sagen, dass der thermische Komfort signifikant durch die Verwendung der beiden Kältekreise gesteigert werden konnte.

Über die Auswertung von über 7 Stunden Messzeit aus einer Straßenerprobung in Spanien im Juli 2014 konnte die zeitliche Verfügbarkeit der Absenkung der Verdampfer Temperatur unter  $0^{\circ}\text{C}$  ermittelt werden. Hierbei konnten Lufttemperaturen unter  $-5^{\circ}\text{C}$  für 69,3% der Betriebspunkte erreicht werden, siehe Abbildung 17.

Die im Versuchsträger installierte Kälteleistung war also ausreichend, um gegenüber dem Stand der Technik für einen Großteil der Betriebszeit eine signifikante Absenkung der Zulufttemperatur zu erreichen.

Die Verbesserung der Akustik wurde im realen Fahrbetrieb nicht nachgewiesen. Hierzu wäre eine Anpassung der automatischen Regelung des Innenraumgebläses notwendig gewesen, um die Gebläsedrehzahl an die veränderte Verdampfer Temperatur anzupassen.

Eine theoretische Betrachtung gleicher Kälteleistung bei veränderter Lufttemperatur nach Verdampfer zeigt das Potential der Verbesserung der Akustik auf. Basierend auf dieser Betrachtung

in Kombination mit den gemessenen Lufttemperaturen nach Verdampfer im Rahmen der Straßenerprobung zeigt sich das gravierende Potential der Absenkung der Verdampfertemperatur.

### **3.2 PKW-Klimaanlagen mit Zulufttemperaturen unter 0°C mit einem Kältekreis**

Die Integration mehrerer Verdampfer in einem Kältekreis ist Stand der Technik, sowohl in der stationären Kältetechnik als auch im Kraftfahrzeug. In Pkw ohne elektrifizierten Antriebsstrang dient die Klimaanlage mit mehreren Verdampfern vorrangig der Komfortsteigerung. Hier hat sich für hochpreisige Fahrzeuge oder Fahrzeuge mit einem großen Innenraum ein zusätzlicher Verdampfer zur Kühlung des hinteren Teils der Passagierkabine als Sonderausstattung etabliert. Üblicherweise bestehen diese Kältekreise aus zwei parallelen Verdampfern, welche über einen gemeinsamen Verdichter und Verflüssiger die aufgenommene Wärme abgeben.

Bei Fahrzeugen mit elektrifiziertem Antriebsstrang ist das Konzept der Kühlung der Traktionsbatterie über den Kältekreis der Klimaanlage verbreitet. Aufgrund des optimalen Betriebsbereiches der Batterie zwischen 20°C und 30°C<sup>102</sup>, welcher unterhalb der möglichen Außentemperatur liegt, ist eine aktive Kühlung über eine Kältemaschine vorteilhaft. Verbreitet sind dabei sowohl Konzepte, bei denen das Kältemittel direkt in der Batterie verdampft, als auch Konzepte, bei denen das Kältemittel in einem Kältemittel-Kühlmittel-Wärmeübertrager ein Kühlmedium der Batterie temperiert.<sup>103</sup>

Beiden Konzepten ist gemein, dass der Verdampfer zur Kühlung der Batterie parallel zum Verdampfer des Innenraums in den Kältekreis eingebunden ist.

In diesem Kapitel wird dargestellt, welche Auswirkungen sich durch die Integration des entfeuchtenden und des vereisenden Verdampfers in einem Kältekreis ergeben. Hierbei werden sowohl die Auswirkungen auf die Architektur des Kältekreises, auf das Gesamtfahrzeug als auch auf den Kundennutzen diskutiert.

---

<sup>102</sup> Vgl. Großmann (2013), Seite 258.

<sup>103</sup> Neumeister et al. (2010) beschreiben Vor- und Nachteile dieser beiden Kühlkonzepte sowie einer Kühlung der Batterie mit konditionierter Innenraumluft.



### 3.2.1 Varianten von Kältekreisen

Um das Ziel eines Verdampfers mit Lufttemperaturen knapp oberhalb von  $0^{\circ}\text{C}$  und eines Verdampfers mit Lufttemperaturen im Bereich von  $-15^{\circ}\text{C}$  zu erreichen, bietet es sich an, die Verdampfungsdrücke entsprechend anzupassen. Beim Kältemittel R-134a sind dies wie bereits in Kapitel 3.1 beschrieben 3bar beziehungsweise 1,5bar. Eine mögliche Variante besteht darin, dass für die beiden Verdampfer zwei Verdichter in einem Kältemittelkreislauf integriert werden. Der entstehende Kältemittelkreislauf würde nur einen gemeinsamen Verflüssiger vorsehen, ansonsten aber den in Kapitel 3.1 vorgestellten zwei Kältekreisen mit den entsprechenden Vor- und Nachteilen entsprechen. Vorteilhaft wäre hierbei, dass anstelle von zwei Verflüssigern nur ein vergrößerter Verflüssiger im Kältekreis vorzusehen wäre. Eine Vergrößerung des Verflüssigers ist hierbei sinnvoll, da sich im Vergleich zu einer Klimaanlage mit Verdampfertemperaturen oberhalb von  $0^{\circ}\text{C}$  die durchschnittliche am Verflüssiger abzugebende Leistung erhöht. Die durchschnittliche Kälteleistung zur Kühlung des Innenraums ist abhängig von dem Wärmeeintrag in die Fahrzeugkabine und damit unabhängig von den Ausblastemperaturen der Klimaanlage. Durch die Absenkung des Saugdrucks ändert sich jedoch die Effizienz des Kältekreises, so dass der Verdichter mehr Antriebsleistung aufnimmt, welche zum größten Teil über den Verflüssiger an die Umgebung abgeführt werden muss. Die Prozessführung ist in Abbildung 19 dargestellt:

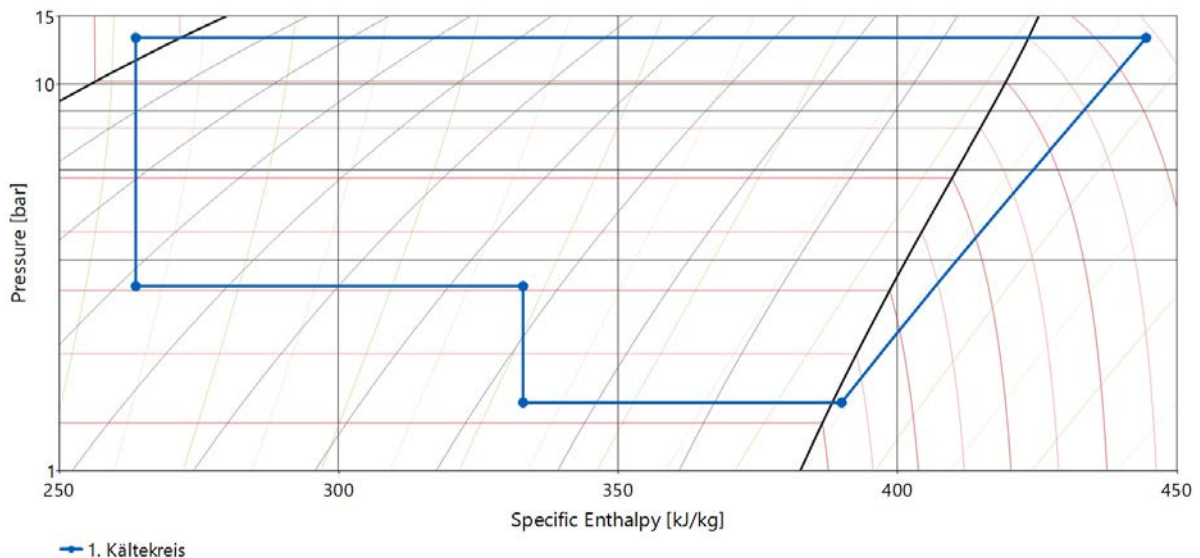


Abbildung 19: Prozessführung eines Kältekreises mit einem Verdichter und zwei kältemittelseitig seriellen Verdampfern im logarithmischen Druck-Enthalpie-Diagramm

Dies kann bezüglich Kosten, Gewicht und Bauraum vorteilhaft sein. Außerdem bietet es den Vorteil, dass die gesamte Leistung des vergrößerten Verflüssigers für beide Kältekreise nutzbar ist. In Kapitel 3 wurde gezeigt, dass die Kälteleistung des luftseitig ersten Verdampfers zwischen 80% und 290% der Kälteleistung des luftseitig zweiten Verdampfers beträgt. Diese am Verdampfer aufgenommene Wärmemenge muss zuzüglich der durch den Verdichter eingebrachten Wärme am Verflüssiger an die Luft abgeführt werden. Es ist ersichtlich, dass durch das schwankende Verhältnis der am Verdampfer aufgenommenen Leistung auch das Verhältnis der abgegebenen Leistung der beiden Kältekreise stark schwankt. Durch diese starke Schwankung ist es nicht möglich, die Verflüssiger für alle Betriebspunkte optimal auszulegen. Vielmehr muss bei der Verwendung von zwei Verflüssigern ein Kompromiss der Aufteilung gefunden werden, welcher bei einem gemeinsamen Hochdruck beider Verdichter mit einem Verflüssiger entfällt. Ein mögliches Konzept zur Realisierung eines Kältekreises mit zwei Verdichtern und gemeinsamem Hochdruck für ein Kraftfahrzeug mit verschiedenen Verdampfungsdrücken ist in Abbildung 20 dargestellt.

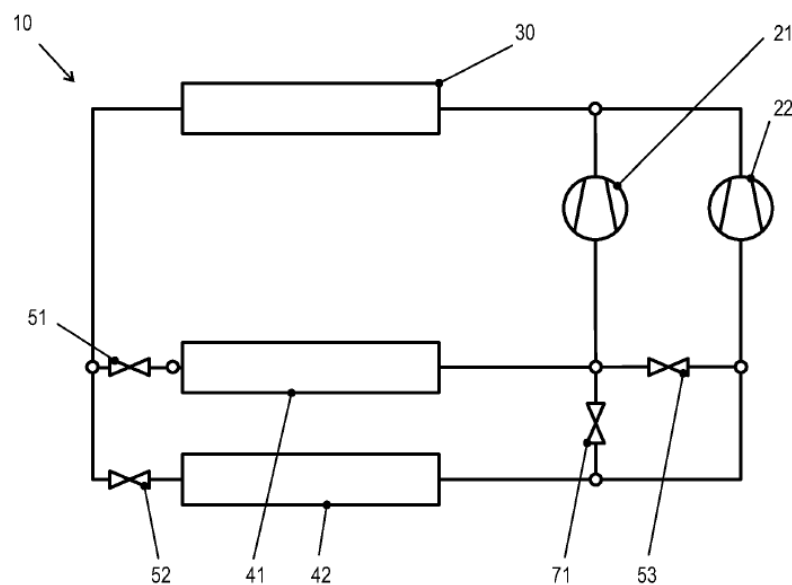


Abbildung 20: Kältekreis (10) mit zwei Verdichtern (21, 22), zwei Verdampfern (41, 42) und einem gemeinsamen Verflüssiger (30) sowie Expansionsventilen (51, 52, 53 & 71) <sup>104</sup>

<sup>104</sup> Albrecht et al. (2016), Seite 1.

Für eine weitere Reduzierung der Bauteile des Kältekreis es ist es möglich, dass nur ein Verdichter verwendet wird, um in beiden Verdampfern den entsprechenden Saugdruck einzustellen. Der Kältekreis unterscheidet sich dabei, je nachdem ob ein Verdichter mit einem oder mit mehreren Saugdrücken verwendet wird, siehe Abbildung 21.

Bekannt sind elektrische Scrollverdichter im Bereich der Automobiltechnik, welche über zwei Saugdruckniveaus verfügen.<sup>105</sup> Hierbei wird ein zusätzliches Einlassventil auf der Spirale angeordnet, so dass zusätzliches Gas während der Verdichtung auf einem höheren Saugdruckniveau angesaugt werden kann. Ein solcher Verdichter ist für das vorgestellte Konzept vorteilhaft, da dieser die im Folgenden vorgestellten Effizienz Nachteile deutlich reduzieren kann. Notwendig ist es, den Verdichter so zu konstruieren, dass trotz der stark schwankenden, benötigten Kälteleistung auf den beiden Druckniveaus diese präzise einstellbar sind. Zum Zeitpunkt der im Folgenden vorgestellten Untersuchungen war ein solcher Fahrzeugverdichter jedoch nicht verfügbar, insofern erfolgt die weitere Betrachtung an einem Verdichter mit einem Saugdruckniveau. Im Kapitel 3.2.1.1 wird die Verwendung eines Ejektors diskutiert, um das zusätzliche Druckniveau im Kältekreis bereitzustellen.

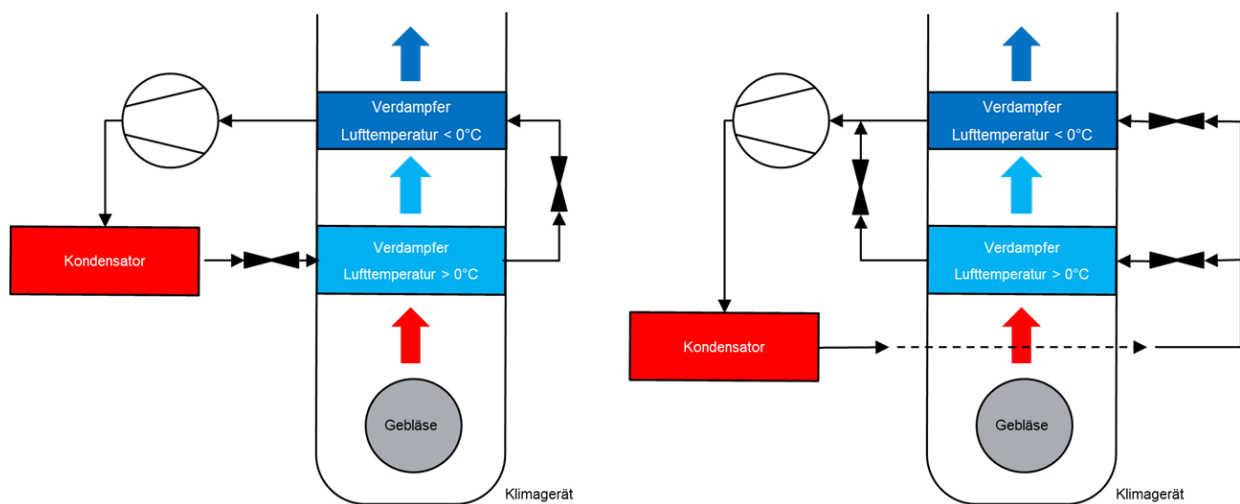


Abbildung 21: Zwei Varianten der zweistufigen Verdampfung in einem Kältekreis. Linke Darstellung kältemittelseitig seriell angeordnete Verdampfer, rechte Darstellung kältemittelseitig parallel angeordnete Verdampfer

Es besteht die Möglichkeit, beide Verdampfer kältekreisseitig seriell oder parallel anzuordnen. Eine parallele Anordnung bietet dabei den Vorteil, dass der Kältemittelmassenstrom aufgeteilt wird, also durch jeden Verdampfer nur ein Teil des Massenstroms geführt wird. Dies hat vor allem bezüglich des kältemittelseitigen Druckverlustes Vorteile, da der Volumenstrom durch

<sup>105</sup> Vgl. Denso (2019).

die Verdampfer und damit der Druckverlust bei sonst gleicher Geometrie von Verdampfer und Kältemittelleitungen reduziert wird. Nachteilig anzusehen ist dabei jedoch das zusätzliche Regelorgan, welches im Kältemittelkreislauf verbaut werden muss, sofern der Verdichter nur ein Saugdruckniveau bereitstellt. Neben den beiden Expansionsorganen vor den Verdampfern ist bei einer kältemittelseitig parallelen Verschaltung ebenfalls ein Expansionsorgan nach dem Verdampfer mit dem höheren Druckniveau vorzusehen. Dies dient dazu, dass in dem Verdampfer ein höherer Verdampfungsdruck als der Saugdruck des Verdichters eingestellt werden kann.

Bei einer kältemittelseitig seriellen Verschaltung der beiden Verdampfer muss das Kältemittel nach der Expansion und teilweisen Verdampfung im luftseitig ersten Verdampfer noch in den luftseitig zweiten Verdampfer geführt werden, um dort vollständig auf niedrigerem Druckniveau zu verdampfen. Es muss folglich der gesamte Massenstrom durch beide Verdampfer geführt werden. Vor allem im luft- und kältemittelseitig als zweites angeordneten Verdampfer liegt das Kältemittel bedingt durch den niedrigeren Druck und den reduzierten Flüssigkeitsgehalt mit einer geringen Dichte vor. Vorteilhaft ist bei dieser Anordnung, dass die zusätzliche Kältemittelleitung zwischen den beiden Verdampfern nur über eine kurze Strecke nahe am oder im Klimagerät verlaufen kann.

Je nach Bauraum und Möglichkeiten, den Druckverlust durch entsprechende Geometrien im Verdampfer und den Saugleitungen zu begrenzen, kann die eine oder andere Variante für das spezifische Fahrzeug vorteilhaft sein.

Für die weiteren Untersuchungen wurde die Variante einer kältemittelseitig seriellen Verschaltung verwendet. In Abbildung 19 ist die Prozessführung für den Kältekreis mit einem Verdichter und der kältemittelseitig seriellen Anordnung der Verdampfer im p,h-Diagramm dargestellt. Es ist ersichtlich, dass durch die Expansion zwischen den beiden Verdampfern das gesamte Kältemittel auf dem niedrigen Druckniveau des zweiten Verdampfers angesaugt werden muss. Dies reduziert die Effizienz des Kältemittelkreislaufs bedingt durch den niedrigeren Saugdruck. Im Kapitel 3.1 wurde für ein Beispiel die Leistungszahl des Kältemittelkreislaufs bei einem Saugdruck von 3bar mit 3,2, für einen Saugdruck von 1,5bar mit 1,9 berechnet. Mit dem Verhältnis der Kälteleistungen in den beiden Kreisläufen wurde eine Leistungszahl über beide

Kreisläufe berechnet. Je nach Aufteilung der Last an den beiden Verdampfern wurde diese mit 2,87 bis 2,3 berechnet.<sup>106</sup>

Wenn das gesamte Kältemittel von dem niedrigeren Saugdruckniveau angesaugt werden muss, liegt die Leistungszahl des gesamten Kältekreis bei 1,9 für den betrachteten Betriebspunkt. Diese Effizienzverschlechterung äußert sich im Kraftfahrzeug durch einen deutlich erhöhten Mehrverbrauch der Klimatisierung, welcher an dieser Stelle nicht näher berechnet wird, da dieser von einer Vielzahl an Randbedingungen abhängt und kaum pauschal zu bewerten ist. Eine Methode für den Vergleich des Energiebedarfs verschiedener Klimatisierungskonzepte hat Westerloh<sup>107</sup> vorgestellt. Mit Hilfe dieser Methode wäre es möglich, den zusätzlichen Energiebedarf für durchschnittliche Nutzungen zu bewerten.

### **3.2.1.1 Verwendung eines Ejektors**

Wenn nur ein Verdichter im Kältekreis verbaut ist, so saugt dieser auf dem niedrigsten Druckniveau im Kreislauf an, es sei denn, es befindet sich eine andere Verdichtungsvorrichtung im Kältekreis. Bei Kältekreisen mit mehreren Druckniveaus sind Ejektoren Stand der Technik und werden aktuell bereits im Fahrzeug innerhalb des Verdampfers eingesetzt, um die Effizienz des Kältekreis zu steigern.<sup>108</sup> Bei Ejektoren kann die Druckdifferenz im Expansionsorgan genutzt werden, um ein weiteres Druckniveau im Kältekreis zu erzeugen. Dabei ist das Verhältnis zwischen dem antreibenden Massenstrom auf dem höheren Druckniveau und dem Saugmassenstrom auf dem niedrigeren Druckniveau limitiert. Die im idealen Prozess der konventionellen Pkw-Klimaanlage angenommene isenthalpe Drosselung im Expansionsventil wird dabei durch eine im Idealfall isentrope Drosselung im Ejektor ersetzt. Hierdurch sinkt die Enthalpie des Kältemittels bei der Expansion, was sich in einer geringeren Verdampfung des Kältemittels äußert, so dass dieses mit einem geringeren Dampfgehalt in den Verdampfer eintritt.

---

<sup>106</sup> Dieser Wert bezieht sich auf das oben genannte Verhältnis der Kälteleistung an den Verdampfern, wobei der luftseitig erste Verdampfer eine Kälteleistung von 150% bis 390% der Kälteleistung des luftseitig zweiten Verdampfers bereitstellen muss.

<sup>107</sup> Westerloh (2018).

<sup>108</sup> Vgl. DE10 2011 015 838 B4, Seite 1 und vgl. Kawamoto et al. (2017).



$$\dot{W}_{t,Turbine} = -\dot{W}_{t,Compressor} \quad (3.13)$$

Die theoretisch nutzbare Leistung ergibt sich aus der Differenz der spezifischen Enthalpie zwischen der isenthalpen und der isentropen Expansion multipliziert mit dem Treibmassenstrom.

Für den Anwendungsfall der Klimatisierung mit Lufttemperaturen unter 0°C kann folgende Berechnung das Potential im besten Fall aufzeigen:

Die in Abbildung 23 dargestellte Drosselung an dem Expansionsventil (von 3 nach 4) dient nach Aussage von Kawamoto et al.<sup>110</sup> dazu, dass das Kältemittel gerade eben zweiphasig in den Ejektor eintritt. Bei einem angenommenen maximalen Hochdruck am Eintritt in den Ejektor von 25bar und einem Eintritt von Flüssigkeit ohne Überhitzung beträgt die Differenz der spezifischen Enthalpie zwischen isenthalper und isentroper Drosselung von 25bar auf 3bar 16kJ/kg.

Die vom Ejektor zu verrichtende Verdichtungsarbeit ist abhängig von der Druckdifferenz zwischen dem Druck im luftseitig ersten und luftseitig zweiten Verdampfer (von 9 nach 7). Im hier diskutierten Anwendungsfall wäre dies der luftseitig zweite Verdampfer mit einer gewünschten Lufttemperatur von -15°C und damit einem Verdampfungsdruck von ~1,5bar sowie unter Vernachlässigung des Druckverlustes im luftseitig zweiten Verdampfer ein Druckniveau von ~3bar in den Punkten 7 und 1. Wenn davon ausgegangen wird, dass das Kältemittel vollständig verdampft und um 3K überhitzt aus dem luftseitig zweiten Verdampfer austritt, so ergibt sich eine Änderung der spezifischen Enthalpie von 14kJ/kg.

---

<sup>110</sup> Vgl. Kawamoto et al. (2017) Seite 103.

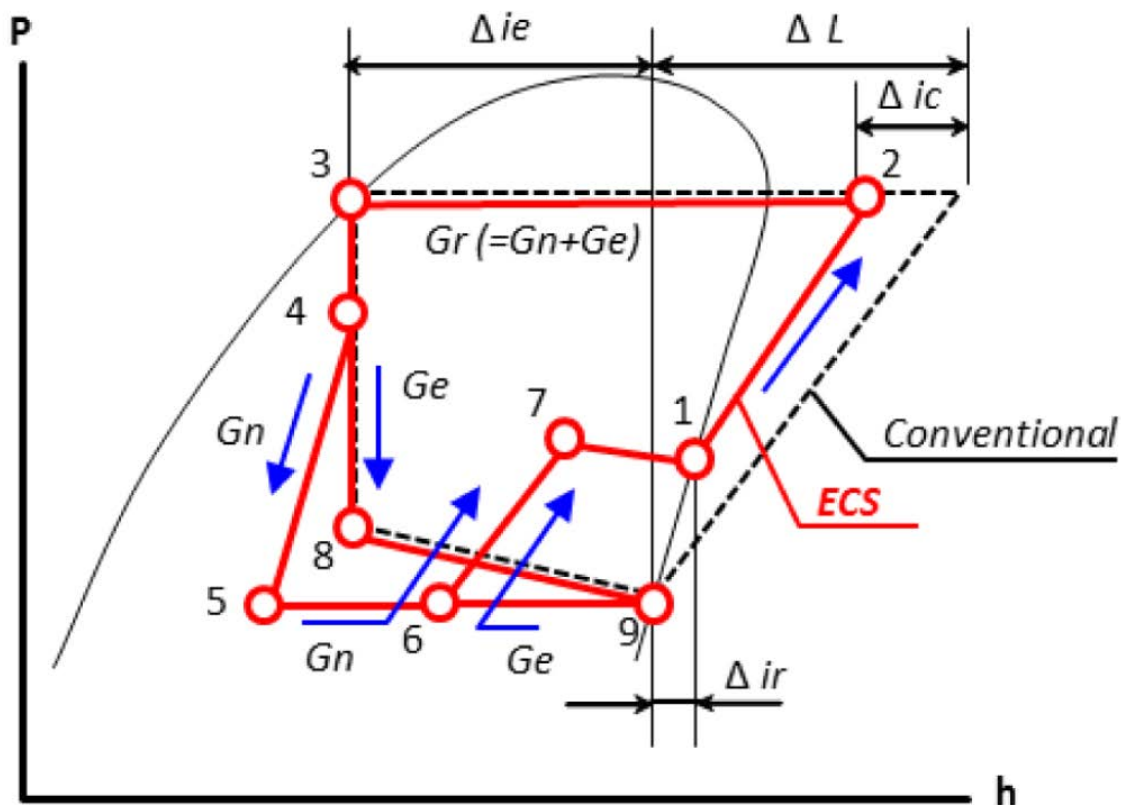


Abbildung 23: Kältemittelverhalten eines Ejektor-Kältemittel-Kreislaufs (ECS) im p-h-Diagramm verglichen mit einem konventionellen Kältemittelkreislauf, entnommen aus: Kawamoto, Y. et al. (2017), Seite 103.

Ein idealer Ejektor wäre somit in der Lage, einen Massenstrom von 114% des Treibmassenstroms durch den zweiten Verdampfer zu fördern. Für optimal ausgelegte Ejektoren werden Ejektor-Effizienzen von bis zu 35%<sup>111</sup> genannt. Dementsprechend wäre es mit einem realen, für diesen speziellen Betriebspunkt optimal ausgelegten Ejektor möglich, ~40% des Treibmassenstroms durch den zweiten Verdampfer zu fördern.

Mit der Vereinfachung, dass die Verdampfungsenthalpie im Treibmassenstrom und die im Saugmassenstrom gleich sind, kann eine Abschätzung des möglichen Einsatzes eines Ejektors getroffen werden. In Kapitel 3 wurde das Verhältnis der Kälteleistungen an den beiden Verdampfern beschrieben. Der luftseitig erste Verdampfer benötigt dabei zwischen 80% und 290% der Kälteleistung des luftseitig zweiten Verdampfers. Dies bedeutet, dass nur in Fällen hoher

<sup>111</sup> Lucas et al. (2013), Seite 12, weist experimentell eine Ejektoreffizienz von bis zu 35% nach. Die von Lucas et al. zitierten Veröffentlichungen nennen experimentell ermittelte Ejektoreffizienzen von 15% bis 22%. Feurecker et al. nennen als optimistischen Wert eine Effizienz von 10-30%, abhängig von den Betriebsbedingungen.



Temperatur und Luftfeuchtigkeit vor dem ersten Verdampfer in Kombination mit einem hohen Hochdruck der Einsatz eines Ejektors unter den gegebenen Randbedingungen möglich wäre.

Aufgrund der sehr begrenzten Zeit, in der ein solcher Betriebszustand vorliegt, erscheint der Einsatz als nicht sinnvoll.

Da die Verwendung eines Ejektors zwei Probleme des Kältekreises mit nur einem Verdichter lösen würde, nämlich das größere benötigte Hubvolumen, siehe Kapitel 3.2.2, und die geringere Effizienz des Kältekreises, soll im Folgenden kurz skizziert werden, unter welchen Randbedingungen eine Verwendung des Ejektors für mehr Betriebspunkte möglich wäre.

Zunächst wäre hier die Steigerung der Ejektoreffizienz zu nennen, wobei die in der obigen Rechnung angenommene Effizienz von 35% bereits einen Wert darstellt, der bei den Untersuchungen von Lucas et al.<sup>112</sup> nur in einem Betriebspunkt erreicht wurde. Eine Steigerung dieses Wertes, beziehungsweise ein Erreichen dieser Effizienz über einen weiten Bereich an Betriebspunkten, wäre Gegenstand zukünftiger Forschungen.

Eine weitere Möglichkeit ist die Steigerung der nutzbaren Expansionsenthalpie. Dies kann entweder durch eine Absenkung des Niederdrucks oder eine Anhebung des Hochdrucks erfolgen. Durch die Prämisse des nicht vereisenden Verdampfers ist eine Reduzierung des Saugdrucks nur im begrenzten Maße möglich, eine Steigerung des Hochdrucks wäre generell durch eine schlechtere Wärmeabgabe am Verflüssiger möglich, dies würde jedoch die Effizienz und Leistung des Kältekreises negativ beeinflussen. Eine Steigerung der Expansionsenthalpie wird damit als wenig sinnvoll erachtet.

Eine Reduzierung der Verdichtungsenthalpie würde den Einsatz eines Ejektors ermöglichen. Dies wäre durch eine Anhebung des Saugdrucks im luftseitig als zweites angeordneten Verdampfers einfach möglich, würde jedoch die Lufttemperatur nach dem zweiten Verdampfer erhöhen. Dies würde den im Kapitel 3.1.3.2 und Kapitel 3.1.3.4 beschriebenen Kundennutzen reduzieren. Inwieweit dieser Nachteil durch die gesteigerte Effizienz und das geringere Hubvolumen des Verdichters kompensiert wird, hängt von dem speziellen Fahrzeug ab und kann an dieser Stelle nicht pauschal beantwortet werden.

---

<sup>112</sup> Vgl. Lucas et al. (2013), Seite 12.

Ein möglicher Anwendungsfall für einen Ejektor wären ebenfalls Heckklimageräte, wie diese in Kapitel 3 beschrieben wurden. Bei diesen strömt der gesamte zur Klimatisierung des Fahrzeuges benötigte Luftmassenstrom durch den luftseitig ersten Verdampfer im ersten Klimagerät, der luftseitig zweite Verdampfer ist im Heckklimagerät angeordnet und dient ausschließlich der Klimatisierung des Fondbereichs. Dies bedingt einen deutlich geringeren Luftmassenstrom durch den luftseitig zweiten Verdampfer, was eine verhältnismäßig geringe Kälteleistung am luftseitig zweiten Verdampfer bedeutet und somit den Anforderungen für den Einsatz eines Ejektor entgegenkommt.

### 3.2.2 Anordnung und Dimensionierung der Komponenten

Gegenüber dem Stand der Technik von Pkw-Klimaanlagen ergeben sich durch einen Aufbau, wie dieser unter Abbildung 21 beschrieben ist, folgende Änderungen an den Komponenten:

#### **Expansionsorgan:**

Da in dem Kältekreis drei verschiedene Druckniveaus vorherrschen, sind mindestens zwei Expansionsorgane vorzusehen, um diese zu erzeugen und gegebenenfalls einzustellen: ein Expansionsorgan zwischen dem Verflüssiger und dem luftseitig ersten Verdampfer und ein Expansionsorgan zwischen den beiden Verdampfern. Im Folgenden werden die beiden Expansionsventile entsprechend ihrer Anordnung entlang der Strömungsrichtung des Kältemittels beschrieben. Die Auswahl der Expansionsorgane hat dabei einen großen Einfluss auf die Eigenschaften des Kältemittelkreislaufes. Ein Vergleich der möglichen Kombinationen der drei Expansionsorgane, thermostatisches Expansionsventil (TXV), elektrisches Expansionsventil (EXV) und Fixdrossel (FIX) wurde im Rahmen dieses Projektes erstellt und in der Bachelorarbeit von Daniel Hildebrandt<sup>113</sup> beschrieben. Hierbei wurde die Funktion anhand der Kriterien maximal verfügbare Kälteleistung („Leistung im Hochlastfall“), Regelbarkeit des Kältemitteldrucks im ersten Verdampfer zur Einstellung einer optimalen Entfeuchtung („Erster Druck regelbar“) sowie Unabhängigkeit der Regelung des Kältemitteldrucks in den beiden Verdampfern („Erster und zweiter Druck regelbar“) bewertet. Des Weiteren wurde eine Grobabschätzung der Kosten vorgenommen, welche die Notwendigkeit eines saugseitigen Sammlers sowie die Kosten für die Expansionsorgane betrachtet. Die Ergebnisse sind in Abbildung 24 zusammengefasst. An dieser Stelle soll nur auf die bevorzugte und im Weiteren verwendete Kombination eines TXVs

---

<sup>113</sup> Hildebrandt (2015).

vor dem ersten Verdampfer und eines EXVs zwischen den beiden Verdampfern näher eingegangen werden.

Variante	Funktionalität			Kosten	
	Priorität 1	Priorität 2	Priorität 3	Saugseitiger Sammler notwendig	Drosselorgane
	Leistung im Hochlastfall	Erster Druck regelbar	Erster und zweiter Druck regelbar		
EXV vor EXV	++	++	++	Nein	--
EXV vor TXV	+	++	+	Nein	-
EXV vor FIX	-	++	+	Ja	0
TXV vor EXV	++	++	+	Nein	-
TXV vor TXV	-	-	-	-	-
TXV vor FIX	-	0	-	Ja	+
FIX vor EXV	+	+	+	Ja	0
FIX vor TXV	0	+	-	Ja	+
FIX vor FIX	-	+	-	Ja	++

Abbildung 24: Übersicht des Einflusses verschiedener Expansionsorgane auf die Eigenschaften des Kältekreises bei einer kältemittelseitig seriellen Anordnung der beiden Verdampfer, entnommen aus: Hildebrandt (2015), Seite 27

Bei dieser Kombination verfügt der Kältekreis, unter der Annahme eines steuerbaren Verdichters, über drei Stellglieder. Sowohl das elektronische Expansionsventil als auch der Verdichter lassen sich dabei im Betrieb steuern. Das thermostatische Expansionsventil regelt entsprechend seiner werksseitigen Auslegung und wird im Betrieb üblicherweise nicht mehr aktiv beein-

flusst. Für die gewünschte Funktion der Klimaanlage sind drei physikalische Größen des Kältekreislaufes zu beeinflussen: die Lufttemperaturen nach den Verdampfern sowie die Überhitzung des Kältemittels nach dem zweiten Verdampfer. Hildebrandt empfiehlt, die Lufttemperaturen nach den Verdampfern über den Kältemitteldruck in den Verdampfern zu regeln. Dies sei vorteilhaft, da die Veränderung der Lufttemperatur gegenüber dem Kältemitteldruck eine Latenz aufweise und somit eine Regelung auf die Lufttemperatur bezüglich der Dynamik nachteilig sei.<sup>114</sup>

Ebenfalls muss die Überhitzung nach dem kältemittelseitig als zweites durchströmten Verdampfer geregelt werden. Eine Überhitzung nach dem Verdampfer stellt sicher, dass kein flüssiges Kältemittel den Verdichter erreicht, hierdurch ist es möglich, einen Kältekreis ohne saugseitigen Sammler zu verwenden. Ein zu großer Anteil des flüssigen Kältemittels könnte ansonsten den Verdichter beschädigen. Eine zu große Überhitzung im Verdampfer führt hingegen zu einer inhomogenen Lufttemperatur nach dem Verdampfer, was aus Komfort- und Effizienzgründen zu vermeiden ist. Für den Fall eines vereisenden Verdampfers hat eine zu große Überhitzung weiterhin den Nachteil, dass es zu einer inhomogenen Eisbildung am Verdampfer kommt, was bezüglich erreichbarer Kälteleistung und der Vereisungseigenschaften nachteilig ist.

Basierend auf den Erkenntnissen von Hildebrandt<sup>115</sup> wurde die Regelung derart aufgebaut, dass das erste, thermostatische Expansionsventil die Überhitzung nach dem zweiten Verdampfer regelt, das elektronische Expansionsventil den Kältemitteldruck im ersten Verdampfer und der Verdichter den Kältemitteldruck im zweiten Verdampfer.

### **Verdampfer:**

Generell gelten die Aussagen, welche in Kapitel 3.1.1.2 für die Klimaanlage mit zwei Kältekreislaufen getroffen wurden, auch für die Klimaanlage, bei der die beiden Verdampfer in einem Kältekreislauf integriert werden. Abweichend ist lediglich, dass ein reduzierter Wärmestrom zwischen Kältemittel und Luft im luftseitig ersten Verdampfer nicht zwangsläufig die Effizienz des Kältekreislaufes reduziert. Bedingt durch die Expansion des Kältemittels nach dem luftseitig ersten Verdampfer auf das Saugdruckniveau des luftseitig zweiten Verdampfers hat das Druckniveau im luftseitig ersten Verdampfer im zweistufigen Betrieb, solange es oberhalb des Druckniveaus im luftseitig zweiten Verdampfer bleibt, keinen Einfluss auf die Effizienz des gesamten

---

<sup>114</sup> Vgl. Hildebrandt (2015), Seite 35.

<sup>115</sup> Vgl. Hildebrandt (2015), Seite 35 ff.

Kreislaufs. Insofern kann bei der Auslegung des luftseitig ersten Verdampfers der Wärmedurchgang zugunsten anderer Kriterien wie zum Beispiel Bauraum oder luftseitiger Druckverlustbeiwert weniger stark berücksichtigt werden.

Da der Wärmedurchgang des luftseitig zweiten Verdampfers wesentlich die Effizienz des Gesamtsystems bestimmt, ist eine Reduzierung des Wärmeleitwiderstands hier als sinnvoll anzusehen. Für die Auslegung der beiden Verdampfer bedeutet dies, dass der zur Verfügung stehende Bauraum so aufgeteilt werden kann, dass der luftseitig erste Verdampfer weniger Bauraum in Anspruch nimmt im Vergleich zum luftseitig zweiten Verdampfer. Insofern ist es möglich, den Wärmeleitwiderstand zwischen Luft und Kältemittel im zweiten Verdampfer bei sonst gleichen Randbedingungen zu reduzieren und die Effizienz und Leistung der Klimaanlage zu steigern. Die Grenze dieser Auslegung besteht darin, dass die luftseitige Oberfläche des ersten Verdampfers nicht unter  $0^{\circ}\text{C}$  gekühlt werden kann. Ansonsten würde es in diesem Bereich zu einer in diesem Fall unerwünschten Eisbildung kommen.

### **Verdichter und Saugleitung:**

Bei der Verwendung von nur einem Verdichter im Kältekreis muss der gesamte Kältemittelmassenstrom der Klimaanlage über das niedrige Druckniveau des zweiten Verdampfers vom Verdichter angesaugt werden. Durch das niedrigere Saugdruckniveau wird die Verdichtung in mehreren Aspekten negativ beeinflusst. Durch das steigende Druckverhältnis sinkt der Liefergrad des Verdichters. Wie stark dieser Einfluss ist, hängt unter anderem von dem gewählten Verdichter ab.

Einen weiteren wesentlichen Einfluss hat das erhöhte spezifische Volumen am Verdichtereintritt auf das benötigte Hubvolumen des Verdichters. Unter Vernachlässigung des Druckverlustes in den Saugleitungen sowie im Verdichter liegt das spezifische Volumen bei 3K Überhitzung für 1,5bar bei  $0,134\text{m}^3/\text{kg}$ , für 3,0bar mit 3K Überhitzung bei  $0,069\text{m}^3/\text{kg}$ . Um den gleichen Kältemittelmassenstrom zu erreichen, ist also ungefähr der doppelte Volumenstrom, zum Beispiel durch eine Verdopplung des Hubvolumens, bereitzustellen.

Bedingt durch die Druckverluste in der Saugleitung sinkt der Kältemitteldruck am Verdichter gegenüber dem Druck am Ausgang des Verdampfers. Die Höhe dieses Druckverlustes ist im Wesentlichen vom Volumenstrom und der Geometrie der Saugleitung abhängig, wobei sich bei gegebener Geometrie der Druckverlust ungefähr proportional zum Quadrat des Volumenstroms verhält. Bedingt durch das annähernd doppelt so große spezifische Volumen würde sich bei

gegebener Geometrie der Druckverlust annähernd vervierfachen. Des Weiteren ist der Einfluss des Druckverlustes auf das spezifische Volumen größer, je geringer der Druck ist. Ein angenommener isenthalper Druckverlust in der Saugleitung von 0,5bar würde bei einem Kältemitteldruck im Verdampfer von 3,0bar mit 3K Überhitzung das spezifische Volumen  $0,069\text{m}^3/\text{kg}$  auf  $0,083\text{m}^3/\text{kg}$  erhöhen. Der gleiche isenthalpe Druckverlust bei einem Austrittsdruck von 1,5bar und 3K Überhitzung aus dem Verdampfer würde das schon deutlich höhere spezifische Volumen von  $0,134\text{m}^3/\text{kg}$  auf  $0,202\text{m}^3/\text{kg}$  erhöhen. Aus der oben beschriebenen Verdopplung des Hubvolumens würde unter Berücksichtigung des Druckverlustes von 0,5bar eine Steigerung des Hubvolumens auf ~243% notwendig werden.

Es ist also ersichtlich, dass durch die Absenkung des Drucks im Verdampfer Veränderungen an der Saugleitung erforderlich sind. Hierbei wird der negative Einfluss des Druckverlustes gegenüber einem heutigen System mit einem Kältemitteldruck von ungefähr 3bar bezüglich Effizienz und Ansaugdichte und damit direkt bezüglich des benötigten Verdichterhubvolumens verstärkt. Vor allem vor dem Hintergrund beschränkter Bauräume im Kraftfahrzeug stellt die Realisierung einer Saugleitung mit reduziertem Druckverlust trotz reduzierter Saugdichte eine Herausforderung dar. Hier sei noch einmal auf das Kapitel 3.2.1 verwiesen und die Möglichkeit, die beiden Verdampfer jeweils mit einer direkten Saugleitung an den Verdichter anzuschließen und entsprechend eine Drosselstelle nach dem luftseitig ersten Verdampfer, zum Beispiel kurz vor dem Verdichter, vorzusehen. Hierdurch sinkt der Massenstrom in der Saugleitung mit dem niedrigeren Druck, was bezüglich des Druckverlustes vorteilhaft ist. Durch die Drosselung nach der Saugleitung mit dem höheren Druck vor dem Erreichen des Verdichters ist der Druckverlust in dieser Saugleitung bis zu einem gewissen Maße zu vernachlässigen.

Für Konstruktionen, in denen die zu hohen Druckverluste der Saugleitung die Leistungszahl zu stark reduzieren und gleichzeitig das benötigte Hubvolumen stark ansteigen lassen, kann es sinnvoll sein, die parallelen Saugleitung nach den Verdampfern zu verbauen. Die Aufwände für eine zusätzliche Saugleitung und ein zusätzliches Expansionsventil stehen dann dem Vorteil des geringeren Hubvolumens und der gesteigerten Effizienz gegenüber.

### **3.2.3 Fahrzeugaufbau**

Der Funktionsnachweis der zweistufigen Kühlung mit einem Kältekreis erfolgte anhand von Fahrzeugmessungen. Als Erprobungsträger wurde ein PKW der Kompaktklasse umgebaut, in-

dem der vorhandene Kältekreis um einen zusätzlichen Verdampfer und zwei elektronische Expansionsventile erweitert wurde. Hierbei wurde der bereits bestehende Verdampfer durch zwei Verdampfer ersetzt, die in Strömungsrichtung der Luft durch den Verdampfer nur die halbe Länge aufwiesen. Es war somit möglich, beide Verdampfer im Bauraum des bestehenden Klimagerätes zu integrieren.

Das serienmäßige thermostatische Expansionsventil vor dem ersten Verdampfer wurde durch ein elektronisches Expansionsventil ersetzt, welches die Regelung der Überhitzung nach dem zweiten Verdampfer analog einem thermostatischen Expansionsventil durchführte. Der Austausch wurde vorgenommen, damit das Expansionsventil unter allen Umständen eine optimale Funktion aufweist. Für einen späteren Einsatz in einer Großserie wäre ein Austausch gegen ein thermostatisches Expansionsventil möglich, nachdem über entsprechende Untersuchungen die optimale Charakteristik des Expansionsventils festgelegt wurde. Zwischen den beiden Verdampfern wurde ein elektronisches Expansionsventil verbaut, dies diente wie im Kapitel 3.2.2. beschrieben der Regelung des Verdampfungsdruckes im ersten Verdampfer. Über das Hubvolumen des Kältemittelverdichters wurde der Verdampfungsdruck im zweiten Verdichter geregelt. Alle Komponenten des Kältekreises wurden dabei seriell verbaut. Der gesamte Massenstrom des luftseitig ersten Verdampfers wurde also durch das mittlere Expansionsventil in den luftseitig zweiten Verdampfer geleitet und in einer Saugleitung zum Verdichter.

Um die Kälteleistungsverluste durch den sinkenden Saugdruck zu begrenzen, wurde der bestehende 140cm<sup>3</sup> Hubkolbenverdichter durch einen 170cm<sup>3</sup> Hubkolbenverdichter ersetzt. Die Steigerung des Hubvolumens um 21% entspricht damit nicht der in Kapitel 3.2.2 ausgewiesenen benötigten Steigerung des Hubvolumens um 100%, beziehungsweise ~243%, um den Verlust an Kälteleistung durch die sinkende Saugdichte auszugleichen. Der für den Anwendungsfall unterdimensionierte Verdichter bedeutet, dass im Vergleich zur Serienklimaanlage kein ausreichender Kältemittelmassenstrom am Verdichter bereitgestellt werden kann. Entweder bedeutet dies, dass die erforderliche Kälteleistung oder die gewünschte niedrige Temperatur am Verdampfer mit der daraus resultierenden niedrigeren Saugdichte nicht bereitgestellt werden kann.

Eine Limitation der Kälteleistung unter Beibehaltung der Lufttemperatur nach dem Verdampfer wäre über eine Anpassung des Luftmassenstroms über die Verdampfer möglich. Es könnte auch nur der Luftvolumenstrom zugelassen werden, mit dem die Lufttemperatur nach dem zweiten Verdampfer nicht über -15°C steigt. Das Erreichen der niedrigeren Ausblastemperatur würde

damit gegenüber dem Erreichen der gewünschten Kälteleistung priorisiert werden. Diese Regelung wäre vor allem dann zielführend, wenn der akustische Komfort gegenüber dem thermischen Komfort deutlich priorisiert wird.

Alternativ wäre es möglich, unter Beibehaltung der Luftmenge in den Verdampfern höhere Saugdrücke einzustellen, um die Kälteleistung zu erhöhen. In diesem Fall würde die gewünschte Ausblastemperatur bei mangelnder Kälteleistung nicht erreicht werden, jedoch die maximal mögliche Kälteleistung für den jeweiligen Betriebszustand bereitgestellt werden. Dieses Vorgehen entspricht dem Stand der Technik im Personenkraftwagen und entspricht der Priorisierung des thermischen Komforts gegenüber dem akustischen Komfort. Dieses Regelungskonzept wurde auch im Fahrzeug-Prototypen umgesetzt. Die Lufttemperaturen nach dem zweiten Verdampfer zeigen insofern auf, ob eine ausreichende Kälteleistung für den entsprechenden Betriebszustand bereitgestellt werden konnte. Dies ist vor allem für die Untersuchungen bezüglich der Verfügbarkeit in Kapitel 3.2.4.1 bedeutend.

### **3.2.4 Erprobungsergebnisse**

Der Schwerpunkt der Erprobung lag auf dem Funktionsnachweis der zweistufigen Verdampfung in einem Kältekreis im Personenkraftwagen. Die gewünschte Funktionalität konnte dabei während mehrstündigen Fahrzeugmessungen in der spanischen Region Valencia im Juli 2015 nachgewiesen werden.

Die Auswirkungen der abgesenkten Lufttemperaturen nach dem Verdampfer auf den akustischen und den thermischen Komfort waren bereits durch die Untersuchungen mit dem Fahrzeugprototypen mit zwei Kältekreisen, siehe Kapitel 3.1.3, erfolgt, so dass hier keine weiteren Untersuchungen notwendig waren. Da die Kälteleistung im Vergleich zum serienmäßigen Erprobungsträger nur gering, im Vergleich zu anderen Personenkraftwagen nicht gesteigert wurde, war eine detaillierte Betrachtung der maximalen Kälteleistung, zum Beispiel über die Messung eines normierten Abkühlverfahrens nach DIN 1946-3<sup>116</sup> mit maximaler Luftmenge am Verdampfer, ebenfalls nicht notwendig.

Über eine angepasste Abkühlmessung mit einer reduzierten Luftmenge wurde bewertet, ob bei realitätsnahen Luftmengen die Kälteleistung zum Erreichen der gewünschten Temperaturen ausreichend ist.

---

<sup>116</sup> Vgl. DIN 1946-3, Seite 14.



Analog dem Vorgehen in Kapitel 3.1.3.3 wurde bewertet, wie häufig Lufttemperaturen unter 0°C erreicht werden konnten. Dies war vor allem vor dem Hintergrund des für den Anwendungsfall nicht angepassten Hubvolumens des Verdichters interessant.

### **3.2.4.1 Kälteleistung und Verfügbarkeit**

Wie bereits in Kapitel 3.2.3 beschrieben, wurde die Abnahme der Saugdichte durch den sinkenden Verdampfungsdruck nur in geringem Maße durch eine Erhöhung des Hubvolumens des Kältemittelverdichters kompensiert. Hieraus resultiert ein Mangel an Kälteleistung, vor allem bei Betriebsbedingungen mit niedriger Verdichterdrehzahl und einer vergleichsweise schlechten Wärmeabfuhr am Verflüssiger. Eine Überprüfung der Kälteleistung, die sich an der DIN 1946-3<sup>117</sup> orientierte, jedoch als Straßenerprobung bei 35°C Außentemperaturen gefahren wurde, ist in Abbildung 25 dargestellt. Da der Fokus nicht auf der alleinigen Untersuchung der Kälteleistung lag, sondern sich auf eine kundennahe Verfügbarkeit der Funktion beziehen sollte, wurde das Gebläse des Klimagerätes nicht maximal angesteuert, sondern es wurde die Ansteuerung verwendet, welche die Regelung in der Automatikfunktion mit dem Sollwert von 22°C eingestellt hätte. Hierdurch sind die Ergebnisse nicht vergleichbar mit den Messungen entsprechend der DIN, stellen aber dar, inwieweit die Verdampfer Temperatur im Kundenbetrieb unter den extremen Randbedingungen einer langsamen Fahrt (32km/h) mit geringer Motordrehzahl (~1500 U/min) abgesenkt werden könnte. Aufgrund der geringen Motordrehzahl und Fahrgeschwindigkeit konnten Lufttemperaturen nach Verdampfer unter 0°C erst sechs Minuten nach Fahrtbeginn erreicht werden und die Lufttemperatur lag im Durchschnitt über die Messzeit bei 0,5°C.

---

<sup>117</sup> Vgl. DIN 1946-3, Seite 12.

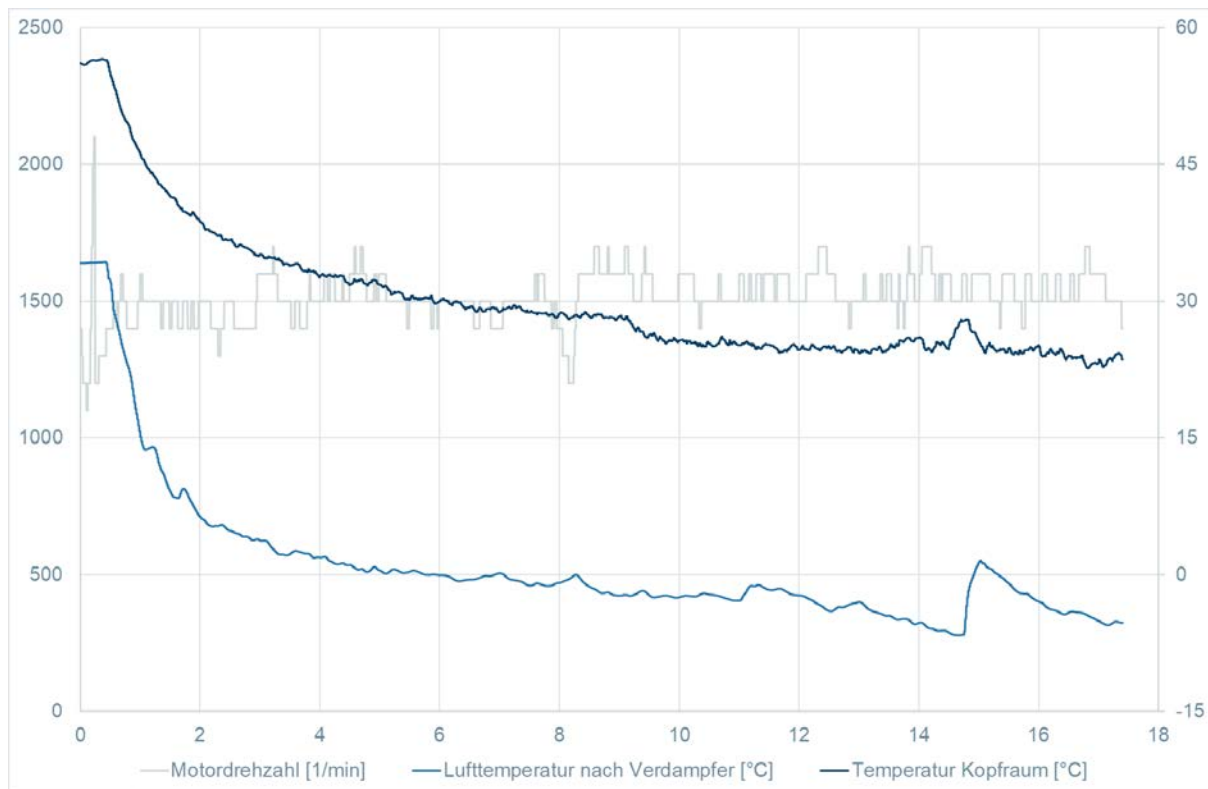


Abbildung 25: Abkühlversuch angenähert an DIN 1946-3, aufgetragen über die Versuchszeit in Minuten

Im Anschluss an diesen Versuch wurde ein weiterer Versuch mit dementsprechend ähnlicher Sonneneinstrahlung und Außentemperatur durchgeführt. Abweichend erfolgte eine kürzere Konditionierung, was sich in der geringeren Kopfraumtemperatur zu Beginn der Messung zeigt. Über eine erhöhte Fahrgeschwindigkeit und Motordrehzahl wurde ein kundennaher Anwendungsfall simuliert. Bei diesem Versuch, dargestellt in Abbildung 26, war, bedingt durch die höhere Fahrgeschwindigkeit, die Wärmeabfuhr am Verflüssiger verbessert und durch die höhere Motordrehzahl und die damit gekoppelte höhere Verdichterdrehzahl die Kälteleistung erhöht. Bei diesem Versuch konnte bereits zwei Minuten nach Messstart eine Lufttemperatur nach Verdampfer von unter  $0^{\circ}\text{C}$  erreicht werden und die durchschnittliche Lufttemperatur nach dem Verdampfer betrug  $-4,6^{\circ}\text{C}$ .

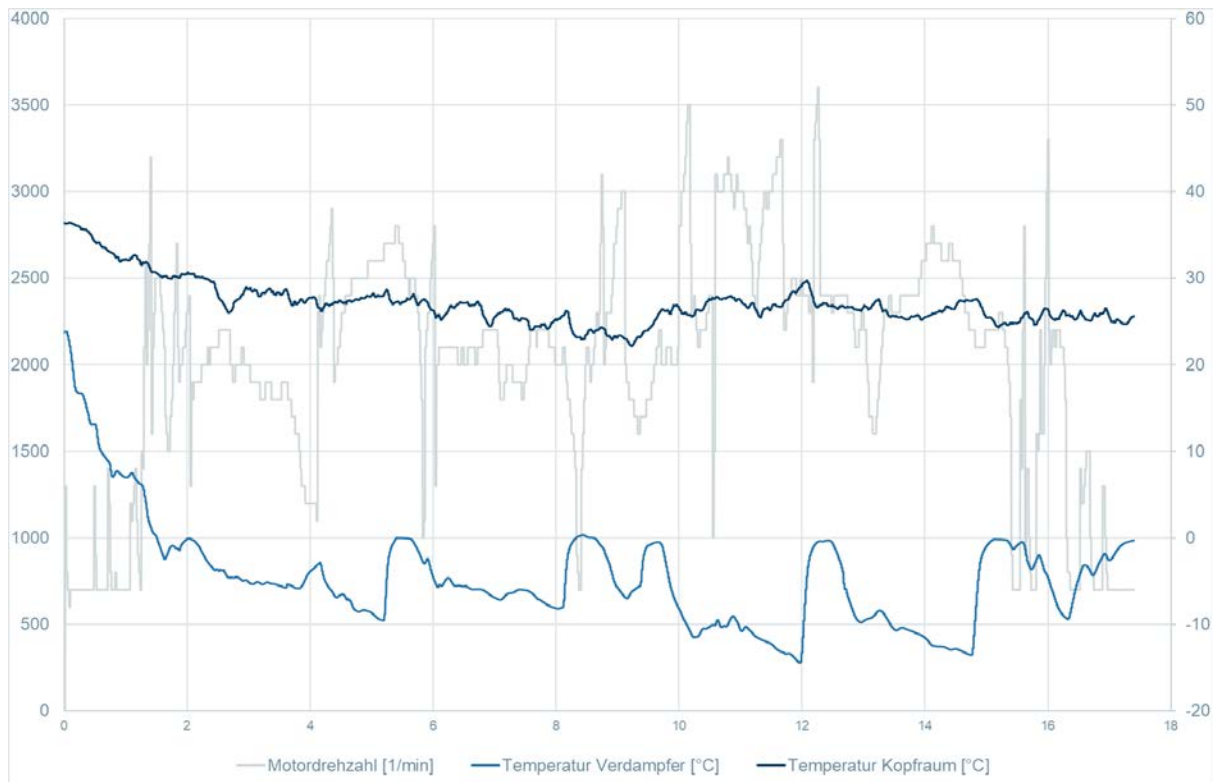


Abbildung 26: Abkühlversuch mit erhöhter Motordrehzahl und Fahrgeschwindigkeit

Auf Basis der beiden Versuche ist ersichtlich, dass der eine Kältekreis mit zwei Verdampfungsdrücken generell geeignet ist, Lufttemperaturen unter  $0^{\circ}\text{C}$  auch unter extremen Außenbedingungen bereitzustellen. Die starke Abhängigkeit der Lufttemperaturen von der Motordrehzahl bestätigt jedoch, dass eine Anhebung des Hubvolumens gegenüber dem Stand der Technik von 20% zu gering ist, um die Funktion auch bei bezüglich Kälteleistung kritischen Fahrbedingungen und Motordrehzahlen zur Verfügung zu stellen.

Wie in Kapitel 3.1.3.3 wurden auch Daten der Straßenfahrt über mehrere Stunden ausgewertet, um die Verfügbarkeit der Funktion im realen Betrieb zu ermitteln. Bezüglich der Aussagekraft dieser Messungen sei auf die Erläuterungen im Kapitel 3.1.3.3 verwiesen, die Randbedingungen der Messungen finden sich in 6.2. In Abbildung 27 sind die Lufttemperaturen nach dem Verdampfer über 15 Stunden und 28 Minuten Messzeit aufgetragen.

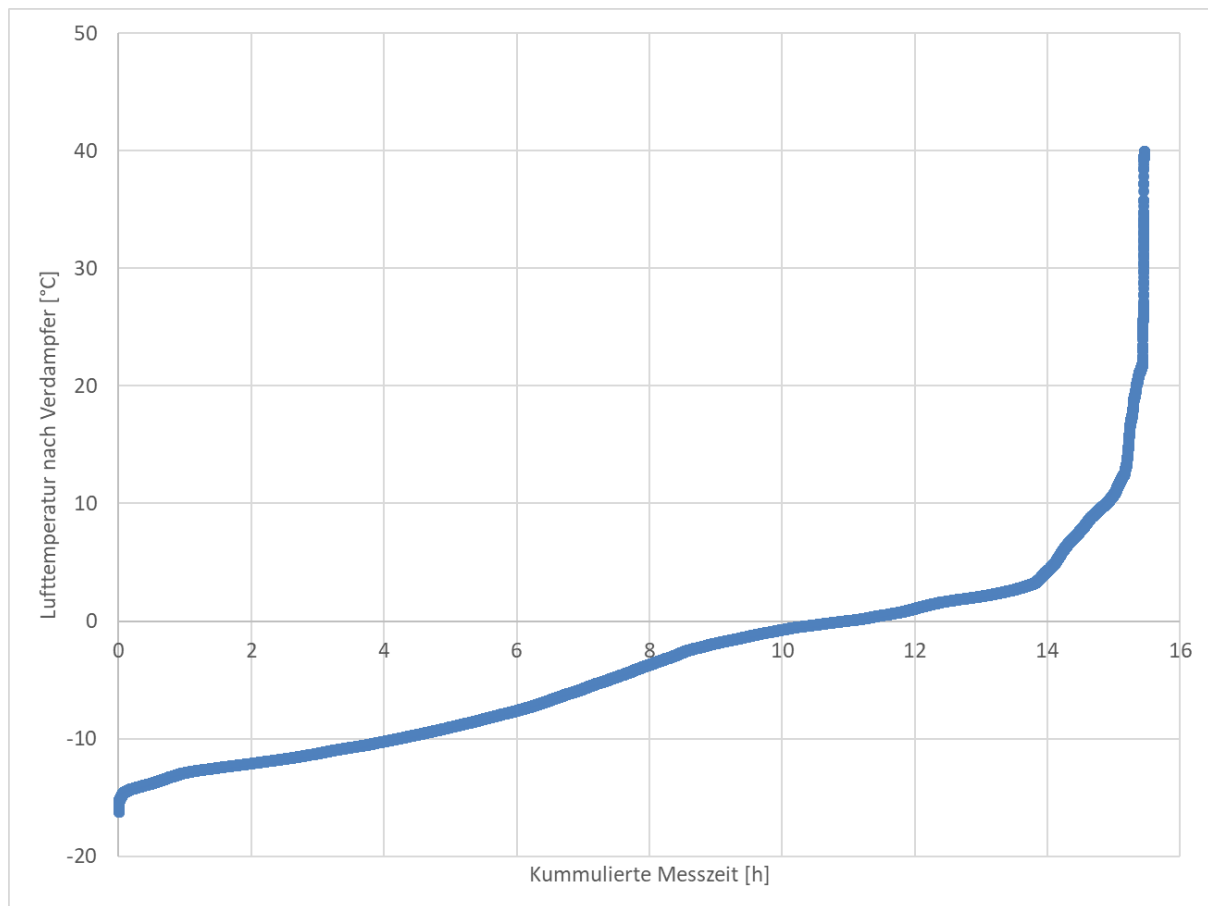


Abbildung 27: Lufttemperaturen nach dem Verdampfer über die Messzeit in Stunden aufgetragen

Die Einordnung in verschiedene Temperaturbereiche orientiert sich dabei an den vier Bereichen aus Kapitel 3.1.3.3:

1. Lufttemperaturen nach dem zweiten Verdampfer oberhalb von 5°C:

01:20:48 Std. (8,7% der Gesamtzeitdauer)

Lufttemperaturen nach dem zweiten Verdampfer oberhalb von 5°C treten vornehmlich bei in Bezug auf die Innenraumtemperatur instationären Zuständen nach Fahrtbeginn auf. Hier ist die Kälteleistung nicht ausreichend, um die warme und verhältnismäßig feuchte Luft abzukühlen. Für den Fall solch instationärer Zustände zu Fahrtbeginn wäre eine Verkürzung dieser Zeit sehr einfach durch eine Steigerung der Kälteleistung zu erreichen. Da hier die Lufttemperatur von 5°C nicht unterschritten wird, wäre dazu das Zulassen einer Vereisung nicht notwendig. Insofern wird dieser Bereich für die Bewertung der Verfügbarkeit der Funktion nicht berücksichtigt.

2. Lufttemperaturen nach dem zweiten Verdampfer zwischen 5°C und 2°C:

01:13:58 Std. (8% der Gesamtzeitdauer)

Dieser Temperaturbereich wurde erreicht, wenn die Kälteleistung nicht ausreichend war, um niedrigere Lufttemperaturen zu erreichen. Hierbei ist sowohl die verfügbare Kälteleistung, primär abhängig von der Motordrehzahl und dem Luftmassenstrom durch den Verflüssiger, als auch der Bedarf an Kälteleistung relevant.

3. Lufttemperaturen nach dem zweiten Verdampfer zwischen 2° und -5°C:

05:30:08 Std. (35,6% der Gesamtzeitdauer)

Die Lufttemperaturen unter 2°C entsprechen in diesem Fall einer geringfügigen Verbesserung der Funktion gegenüber dem Stand der Technik. Die Unterteilung des Bereiches mit negativen Lufttemperaturen bis -5°C und unterhalb von -5°C erfolgte dabei, um eine Unterscheidung in eine geringfügige und eine signifikante Verbesserung der Funktion der Klimaanlage zu erreichen. Die Temperaturgrenze von -5°C entstammt einer subjektiven Einschätzung, dass ab 7K Temperaturdifferenz zum Stand der Technik von einer signifikanten Verbesserung gesprochen werden kann. Wie in Abbildung 14 zu erkennen, steigt die Temperatur der Luft nach Verdampfer beim Abtauen nur geringfügig über 0°C. Die im Betrieb notwendigen Enteisungen des zweiten Verdampfers fallen somit ebenfalls in diesen Temperaturbereich.

4. Lufttemperaturen nach dem zweiten Verdampfer unter -5°C:

07:23:13 Std. (47,8% der Gesamtzeitdauer)

In diesem Bereich ist die Lufttemperatur nach dem Verdampfer deutlich unter die im Stand der Technik mögliche Grenze von 2°C gesenkt worden. Die Komfortvorteile der Absenkung der Verdampfertemperatur unter 0°C können als signifikant angesehen werden. Die starken Schwankungen der Temperatur zwischen -5°C und -16°C resultieren aus den wechselnden Umgebungsbedingungen und der Betriebsstrategie der Klimaanlage. Die Klimaanlage wurde so betrieben, dass minimale Zulufttemperaturen erreicht werden sollten. Einziges Kriterium der Beschränkung der Kälteleistung war ein zu geringer Niederdruck im Kältekreis, welcher zur sicheren Vermeidung des Eindringens von Luft in den Kältekreis bei eventuellen Leckagen auf über 1bar beschränkt wurde. Da die Kälteleistung nicht ausreichend war, um die 1bar am Verdichter zu erreichen, ergibt sich die starke Schwankung der Temperatur über einen weiten Bereich und es gibt keine Häufung von Messwerten in einem niedrigeren Temperaturbereich.

Die Auswertung der Erprobung zeigt eine begrenzte Verfügbarkeit der Funktion, 47,8% der gesamten Versuchszeit lag die Lufttemperatur nach Verdampfer unter  $-5^{\circ}\text{C}$ . Hierdurch konnte ein deutlicher Komfortgewinn gegenüber dem Stand der Technik erreicht werden. 35,6% der Versuchszeit lag die Lufttemperatur nach dem Verdampfer im Bereich von  $-5^{\circ}\text{C}$  bis  $2^{\circ}\text{C}$ , auch hier lag ein geringer Vorteil gegenüber dem Stand der Technik vor. In Bezug auf die Innenraumtemperatur instationäre Betriebszustände mit sehr hoher Kälteleistungsanforderung führten nur in 16,7% der Versuchszeit zu Lufttemperaturen oberhalb von  $2^{\circ}\text{C}$ , in denen kein Vorteil zum Stand der Technik mit erhöhter Kälteleistung bestand.

Zur besseren Einordnung der Zeiten und der Verhältnisse der Zeiten zueinander sei an dieser Stelle noch einmal auf das Kapitel 3.1.3.3 verwiesen. Bei ähnlichen Randbedingungen konnten durch die höhere Kälteleistung des Fahrzeuges mit zwei Kältekreisen Lufttemperaturen unter  $-5^{\circ}\text{C}$  für 69,3% der Betriebszeit erreicht werden. Der hier beschriebene Fahrzeugaufbau mit einem Kältekreis erreichte nur 47,8% der Betriebszeit diese Lufttemperaturen, welche mit einer deutlichen Verbesserung gegenüber dem Stand der Technik gleichzusetzen sind.

Bei einem Vergleich der Betriebszeiten mit Lufttemperaturen unter  $2^{\circ}\text{C}$ , die also auch als eine geringfügige Verbesserung gegenüber dem Stand der Technik betrachtet werden, konnten diese Lufttemperaturen für 97,8% der Betriebszeiten beim Fahrzeug mit zwei Kältekreisen erreicht werden, beim Fahrzeugaufbau mit einem Kältekreis nur zu 83,4%.

Die bereits bei den Abkühlmessungen gezeigte mangelnde Kälteleistung spiegelt sich also auch in der deutlich reduzierten Zeit wider, in der eine signifikante Verbesserung zum Stand der Technik zu erkennen ist. Basierend auf den Vergleichsmessungen mit erhöhter Motordrehzahl und begrenzter Motordrehzahl, siehe Abbildung 25 und Abbildung 26, konnten die theoretischen Betrachtungen, dass das Hubvolumen des Verdichters für den Einsatzfall zu gering ist, bestätigt werden.

### **3.2.5 Bewertung von PKW-Klimaanlagen mit Zulufttemperaturen unter $0^{\circ}\text{C}$ mit einem Kältekreis**

Über Fahrzeugmessungen konnte nachgewiesen werden, dass die zweistufige Kühlung mit einem Kältekreis Lufttemperaturen unter  $-15^{\circ}\text{C}$  nach Verdampfer bereitstellen kann. Auch die Regelung von Ver- und Enteisungszyklen war möglich, wie in Abbildung 26 dargestellt.

Die Vorteile bezüglich der Akustik sowie des thermischen Komforts, die für die zweistufige Kühlung mit zwei Kältekreisen ausgewiesen wurden, können somit auch für die Variante mit einem Kältekreis dargestellt werden.

Der wesentliche Vorteil der Variante mit einem Kältekreis liegt in der Reduktion der Bauteile, was die Fahrzeugintegration deutlich einfacher gestaltet. Ebenfalls vorteilhaft ist, dass bei einem einzelnen Verflüssiger die Schwankungen der Kälteleistung zwischen den beiden Verdampfern nicht relevant sind, welche bei getrennten Verflüssigern eine optimale Auslegung erschweren, siehe Kapitel 3.2.2.

Die in diesem Kapitel dargestellte Variante mit einem Verdichter, der auf dem niedrigen Druckniveau des vereisenden Verdampfers ansaugt, hat deutliche Nachteile bezüglich Effizienz und Kälteleistung. Die Nachteile bezüglich der Kälteleistung sind dabei über eine Anpassung des Hubvolumens des Verdichters mit den damit einhergehenden Nachteilen bei Bauraum und Gewicht des Verdichters relativ einfach zu kompensieren. Bedingt durch die niedrigere Saugdichte ist das Hubvolumen generell größer als die Summe der Hubvolumina von den beiden Verdichtern bei getrennten Kältekreisen.

Der Nachteil bezüglich der Effizienz ist dagegen sowohl gravierend, als auch nur sehr begrenzt zu beheben. Der Effizienznachteil der Kühlung mit niedrigen Verdampfungstemperaturen von  $-15^{\circ}\text{C}$  wird durch den niedrigen Saugdruck für den gesamten Kältemittelmassenstrom des Kältekreises verschlechtert. Wo in einem exemplarischen Betriebspunkt eine Klimaanlage mit einem Kältekreis mit 3bar Saugdruck eine Leistungszahl von 3,2 aufweist, würde eine Anlage mit zwei getrennten Kältekreisen eine mittlere Effizienz von 2,5 bis 2,8 aufweisen. Die Anlage mit nur einem Verdichter, der auf niedrigem Druck ansaugt, weist hingegen nur eine Leistungszahl von 1,9 auf, siehe Kapitel 3.2.1. Ein Ejektor wäre eine Möglichkeit, diesen Effizienznachteil zu beheben, die Grenzen für dessen Einsatz wurden in Kapitel 3.2.1.1 diskutiert.

Zusammenfassend kann die zweistufige Kühlung mit einem Kältekreis als eine bauraum- und kostenoptimierte Variante angesehen werden, deren Nachteil an Kälteleistung sich über einen größeren Verdichter kompensieren ließe. Die gravierenden Nachteile bezüglich der Effizienz des Kältekreises stehen jedoch diesen Vorteilen gegenüber und sprechen gegen einen Einsatz im mit fossilen Energieträgern betriebenen Fahrzeug.<sup>118</sup>

---

<sup>118</sup> Rugh (2004) simuliert die  $\text{CO}_2$ -Emissionen, die durch die für die Klimaanlage benötigte Antriebsleistung verursacht werden. Für die EU gibt er eine jährliche Emission von 16 Milliarden kg  $\text{CO}_2$  an und 62 Milliarden kg

### 3.3 Verwendung von R-744 in PKW-Klimaanlagen mit Zulufttemperaturen unter 0°C

Neben dem Kältemittel R-134a, mit dem die Untersuchungen im Rahmen dieses Projektes durchgeführt wurden, und dem thermodynamisch ähnlichem R-1234yf<sup>119</sup> findet das Kältemittel R-744 Verwendung zur Klimatisierung von Personenkraftwagen.<sup>120</sup>

Ein Vorteil von Kältemittelkreisläufen mit dem Kältemittel R-744 im Vergleich zu R-134a und R-1234yf besteht in der besseren Eignung zur Wärmeaufnahme auf tiefen Temperaturniveaus der Saugseite. So ist laut König ein Wärmepumpenbetrieb bis -30°C Umgebungstemperatur möglich.<sup>121</sup> In diesem Kapitel sollen die Vorteile und technischen Herausforderungen bei der Verwendung von R-744 zum Erreichen von Zulufttemperaturen von unter 0°C aufgezeigt werden. Da mit dem Kältemittel nur in geringem Umfang Messungen durchgeführt wurden, sind hier primär theoretische Überlegungen angeführt.

#### 3.3.1 Einfluss der Saugdichte auf die Funktion des Kältekreises

R-744 weist gegenüber R-134a und R-1234yf deutlich höhere Verdampfungsdrücke bei gegebener Verdampfungstemperatur auf, des Weiteren liegt der kritische Punkt bei R-744 bei 31°C, was beim Einsatz als Klimaanlage bei höheren Außentemperaturen eine transkritische Prozessführung erfordert.

Vorteilhaft für den Anwendungsfall der Erzeugung von Ausblastemperaturen von unter 0°C ist dabei die deutlich höhere Dichte von R-744 im Vergleich zu R-134a bei gegebener Verdampfungstemperatur von -17°C (R-134a: 1,5bar; R-744: 21,6bar) und 3K Überhitzung. Hier hat das Kältemittel R-134a eine Saugdichte von 7,5kg/m<sup>3</sup>, R-744 von 55,6kg/m<sup>3</sup>. Bei einem gegebenen, benötigten Kältemittelmassenstrom<sup>122</sup> führt dies zu einem geringeren Kältemittelvolumenstrom, welcher ein deutlich geringeres Hubvolumen des Kältemittelverdichters erfordert. Des

---

CO<sub>2</sub> in den USA. Vor diesem Hintergrund ist die in Kapitel 3.1 genannte Effizienz-Reduzierung durch die Absenkung der Verdampfungstemperatur von ~30% ein signifikanter Effekt auf die Treibhausgasemissionen.

<sup>119</sup> Achaichia, N. (2011), Seite 1. Ebenfalls Großmann (2016).

<sup>120</sup> Reichelt (2017).

<sup>121</sup> König (2018), Seite 1.

<sup>122</sup> Der benötigte Kältemittelmassenstrom zur Erzeugung einer bestimmten Kälteleistung hängt dabei von der Enthalpiedifferenz zwischen Verdampfeintritt und -austritt ab. Bedingt durch den unterschiedlichen Flüssiganteil am Verdampfeintritt, der Abhängigkeit der Enthalpiedifferenz vom Verdampfungsdruck sowie der Überhitzung kann hier keine allgemein gültige Aussage getroffen werden. Bei den üblichen Betriebsbedingungen einer Pkw-



Weiteren reduziert die höhere Dichte und das generell höhere Druckniveau des R-744-Kältekreislaufes den negativen Einfluss des Druckverlustes in den Saugleitungen. In Kapitel 3.2.2 wurde am Beispiel des Kältemittels R-134a diskutiert, welchen negativen Einfluss der Druckverlust in der Saugleitung vom Verdampfer zum Verdichter hat. Ein angenommener Druckverlust von 0,5 bar in Saugleitung reduziert die Dichte von  $7,5\text{ kg/m}^3$  auf  $5\text{ kg/m}^3$ . Ein identischer Druckverlust reduziert bei den oben genannten Randbedingungen die Dichte von  $55,6\text{ kg/m}^3$  auf  $52,6\text{ kg/m}^3$ . Es ist ersichtlich, dass der negative Einfluss des Druckverlustes auf die Saugdichte bei R-744 prozentual deutlich geringer ausfällt, was bedeutet, dass das Hubvolumen des Verdichters zur Kompensation der reduzierten Saugdichte nur geringfügig angehoben werden muss. Diese Abschätzung beruht auf einem identischen Druckverlust in der Saugleitung bei beiden Kältemitteln. Durch den deutlich geringeren Volumenstrom beim Kältemittel R-744 wird bei gleicher Geometrie der Druckverlust entsprechend geringer ausfallen, der positive Effekt wird also stärker sein als in diesem Beispiel angegeben.

Ebenfalls vorteilhaft für die Saugdichte ist der üblicherweise bei R-744-Kältemittelkreisläufen im Pkw verwendete Sammler auf der Saugseite des Verdichters. Bei R-134a-Kältemittelkreisläufen im Fahrzeug wird üblicherweise eine Überhitzung nach dem Verdampfer eingestellt, demgegenüber kann über den saugseitigen Sammler ein gewisser Feuchteanteil im Kältemittel eingestellt werden, der vom Sammler zum Verdichter strömt. Diese Flüssigkeit erhöht ebenfalls die Dichte des Kältemittels, so dass der gleiche Massenstrom mit weniger Hubvolumen bereitgestellt werden kann.

Die Verwendung von R-744 als Kältemittel zur Kühlung mit Lufttemperaturen unter  $0^\circ\text{C}$  kann damit sowohl die Anforderungen an die Saugleitungen als auch an das Hubvolumen des Verdichters deutlich reduzieren, was die Umsetzung im Fahrzeug vereinfacht.

---

Klimaanlage schwanken jedoch die Werte der Enthalpiedifferenz deutlich geringer als das Dichteverhältnis zwischen R-744 und R-134a, welches im obigen Fall 7,4 beträgt. Die obige Betrachtung ist insofern trotz der Unsicherheit bei der Enthalpiedifferenz gültig.

### 3.3.2 Zielkonflikt zwischen Kälteleistung und Verdichtungs- temperatur bei R-744-Anlagen mit niedrigem Saugdruck

Üblicherweise verfügen Pkw-Klimaanlagen mit dem Kältemittel R-744 über einen inneren Wärmeübertrager (IWT<sup>123</sup>), der das Kältemittel vor der Expansion kühlt und die Wärme an das Kältemittel nach dem Verdampfer abgibt. Der IWT dient dabei der Steigerung der Kälteleistung und Effizienz vor allem bei hohen Temperaturen der Wärmeabgabe.

Bedingt durch die Wärmeaufnahme des Kältemittels vor der Verdichtung steigt durch den IWT die Verdichtungsendtemperatur des Kältemittels. Die Komponenten des R-744-Kältekreises im Pkw werden für einen Hochdruck von 133bar, kurzfristig 140bar<sup>124</sup>, und eine maximale Temperatur des Kältemittels von 165°C, kurzfristig 180°C<sup>125</sup>, ausgelegt. Ein Erreichen des Hochdrucks ist dabei wichtig, um unter hohen Außenlufttemperaturen einen effizienten und leistungsfähigen Betrieb der Klimaanlage aufrechtzuerhalten. In Abbildung 28 sind drei Kreisprozesse dargestellt. Bei allen erfolgt eine Verdichtung vom dem für die Kühlung mit Zulufttemperaturen von unter 0°C bevorzugten Druckniveau von 23bar (Verdampfungstemperatur -14,9°C) mit einem um 3K überhitzten Kältemittel am Verdampferaustritt, zweimal auf das Druckniveau von 120bar, einmal auf das maximal zulässige Druckniveau von 132bar. Hierbei wurden zwei IWTs mit unterschiedlichem Wärmeübergang angenommen. Beide wurden so ausgelegt, dass einmal bei der Verdichtung auf 120bar und einmal bei der Verdichtung auf 132bar die zulässige Heißgastemperatur erreicht wurde. Zu erkennen ist, dass in dem Prozess mit 132bar Verdichtungsendtemperatur ein größerer Wärmestrom zwischen der Hoch- und der Saugdruckseite durch den IWT geleitet wird. Würde hier der Wärmeübergang verbessert werden, so dass der Wärmestrom ansteigt, würde dies dazu führen, dass die Verdichtungsendtemperatur überschritten wird.

---

<sup>123</sup> Es hat sich die thermodynamisch nicht korrekte Bezeichnung „Innerer Wärmetauscher“ für den Inneren Wärmeübertrager durchgesetzt. Aus diesem Grund wird im Folgenden der Innere Wärmeübertrager mit IWT abgekürzt.

<sup>124</sup> Vgl. Heinle (2005), Seite 793.

<sup>125</sup> Vgl. Heinle (2005), Seite 793; SAE (2011), Seite 9, nennt die gleichen Temperaturen für den Eintritt in den Gaskühler, für den Austritt aus dem Verdichter und die anschließende Leitung 190°C für 5 min und 175°C für den Dauerbetrieb.

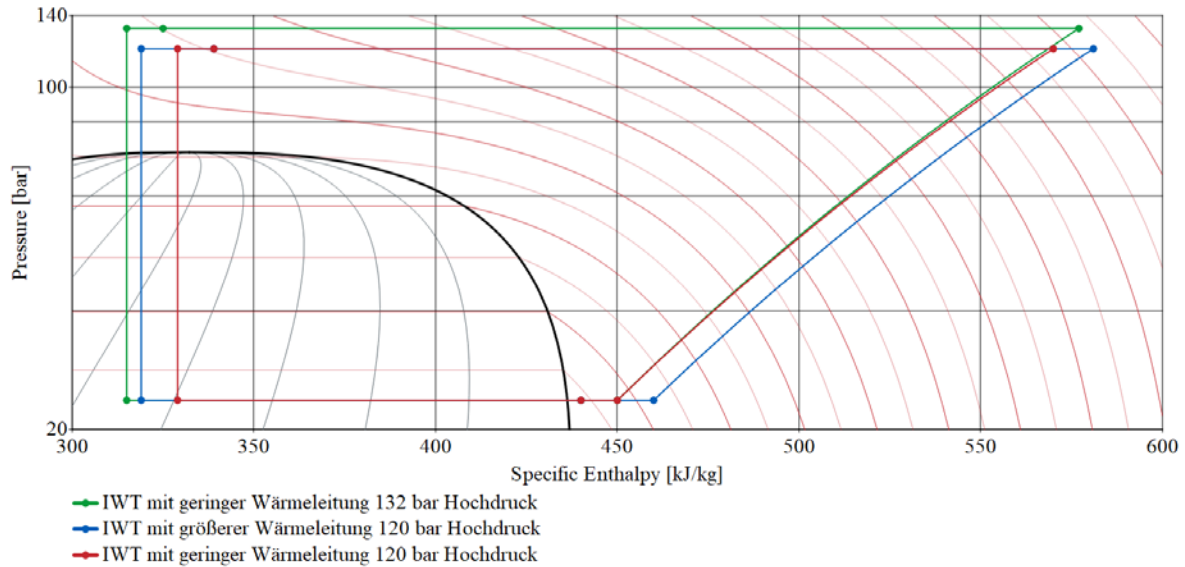


Abbildung 28: Drei Kreisprozesse mit dem Kältemittel R-744 und unterschiedlichen Inneren Wärmeübertragern

Im Vergleich der beiden Kreisläufe mit dem niedrigen Hochdruckniveau ist der geringere durch den IWT übertragene Wärmestrom erkennbar. Dies führt zu einer Absenkung der Verdichtungs- endtemperatur, welche jedoch in diesem Fall keinen signifikanten Vorteil bietet, da beide Kreisläufe innerhalb der vorgegebenen Druck- und Temperaurbeschränkungen arbeiten und auch die Verdichtungsarbeit annähernd konstant bleibt.

Ebenfalls ist die deutlich reduzierte Verdampfungsenthalpie im Verdampfer, bedingt durch die sinkende Wärmeübertragung im IWT, erkennbar, wodurch sich die Leistungszahl des Prozesses von 1,0 auf 0,9 reduziert. Diese Betrachtung ist dabei als vereinfachte Abschätzung zu verstehen, welche die Komplexität der Wechselwirkungen im Kreisprozess nicht vollständig abbildet, jedoch als Indiz für den Vorteil einer größeren Wärmeübertragung durch den IWT geeignet ist.

Aus dem obigen Vergleich und der Abbildung 28 ist ersichtlich, dass bei der Verwendung von R-744 zur Erzeugung von niedrigen Verdampfungstemperaturen in der Auslegung des IWT eine Herausforderung besteht. Je nach Druckniveau auf der Saug- und der Druckseite sind nur bestimmte übertragene Leistungen des IWT zulässig, um die Beschränkung der Verdichtungs- endtemperatur nicht zu verletzen. Dem steht jedoch der Vorteil einer Wärmeübertragung zwischen dem Kältemittel vor dem Expansionsventil mit der nach dem Verdampfer bezüglich Effizienz und Kälteleistung gegenüber. Die beiden oben betrachteten Betriebspunkte sind dabei ähnlich, vor allem bei einer Anhebung des Saugdrucks auf zum Beispiel 35bar wären IWTs mit einer größeren übertragenen Leistung möglich, welche dann einen positiven Effekt auf die Effizienz und Leistung des Kältekreis haben.

Aus diesen Überlegungen erwächst die Notwendigkeit einer anpassbaren Wärmeleitung in dem IWT. In der Offenlegung 10 2016 203 758 A1 werden verschiedene Varianten der einstellbaren Wärmeleitung vorgestellt. Drei Möglichkeiten seien hier exemplarisch vorgestellt:

#### 1. Kältemittelseitige Umgehung des IWT

Bei dieser in Abbildung 29 dargestellten Variante wird der IWT segmentiert, um über eine Anpassung des Kältemittelmassenstroms die Wärmeleitung anzupassen. Dabei besteht die Möglichkeit, über eine Schaltung der Ventile 100 die IWTs mit ihrer Hochdruckseite (62) und ihrer Niederdruckseite (70) zu durchströmen oder über die Leitungen ohne thermische Kopplung zwischen Hoch- und Niederdruckseite (66, 67, 68) zu umgehen. Somit wäre die Wärmeübertragung in diesem Beispiel in vier Stufen zu regulieren. Über eine entsprechende Dimensionierung der Wärmeleitung in den einzelnen IWTs, zum Beispiel im Verhältnis 1 zu 2 zu 4, wäre durch die Kombination der einzelnen IWTs eine sehr exakte Anpassung der Wärmeleitung an den entsprechenden Betriebspunkt möglich. Dieser Funktionalität steht jedoch eine Vielzahl an Stellelementen gegenüber, was einen hohen apparativen Aufwand bedeutet.

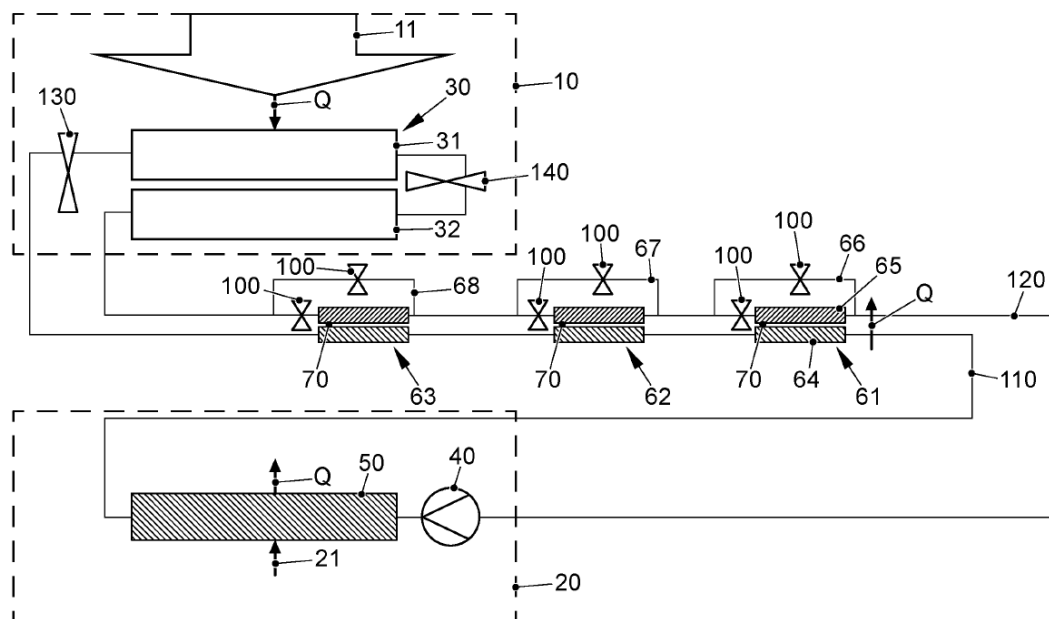


Abbildung 29: Schaltbarer IWT mit Einstellung der Wärmeleitung durch eine Anpassung des Kältemittelflusses, entnommen aus: DE 10 2016 203 758 A1



wärmeleitend zwischen der Saug- und der Hochdruckleitung montiert werden. Der Peltier-Effekt der thermoelektrischen Elemente bietet die Möglichkeit, über einen Stromfluss eine Temperaturdifferenz zwischen den beiden Seiten des Elements zu erzeugen.<sup>126</sup> Je nach angelegter Spannung kann dabei entsprechend die eine oder andere Seite des Elementes erwärmt werden. Wenn ein solches Element zwischen den beiden Kältemittelleitungen montiert ist, kann einfach über eine entsprechende Spannung an dem Modul die Wärmeleitung verstärkt, neutral oder reduziert sein.

Diese Lösung wäre bezüglich Regelbarkeit optimal. Ebenfalls würde kein Eingriff in den Kältekreis erfolgen oder eine zusätzliche Mechanik benötigt werden. Nachteilig wäre in diesem Fall der benötigte Energiebedarf zum Betrieb der thermoelektrischen Elemente, wenn die Wärmeleitung aktiv beeinflusst werden soll. Demgegenüber steht ein theoretisches Potential aus der Temperaturdifferenz und der Wärmeleitung im Modul elektrische Energie zu generieren, um diese dem Fahrzeug zur Verfügung zu stellen. Üblicherweise verfügen jedoch thermoelektrische Generatoren über eine eher geringe Effizienz,<sup>127</sup> so dass die gewonnene Energie bei der geringen transportierten Leistung und Temperaturdifferenz eher zu vernachlässigen ist.

Alternativ wäre ebenfalls denkbar, das Kältemittel mit einem so hohen Flüssiganteil aus dem Verdampfer auszutreten zu lassen, dass das Kältemittel nach dem IWT ohne signifikante Überhitzung in den Verdichter einströmt. Hierdurch würde jedoch die am Verdampfer zur Kühlung der Luft verfügbare Verdampfungsenthalpie reduziert werden, was die Effizienz und Kälteleistung der Klimaanlage reduziert. Ob dieses Verfahren damit geeignet ist, die Kälteleistung zu steigern, bedarf genauer Betrachtung des einzelnen Betriebsfalls. Möglich wäre diese Anpassung durch die Verwendung eines regelbaren Niederdrucksammlers, wie dieser zum Beispiel von Hirota<sup>128</sup> vorgestellt wurde. Dessen Anwendung in einem R-744-Kältekreislauf zur Absenkung der Verdichteraustrittstemperatur diskutiert Bockholt.<sup>129</sup>

Eine weitere geeignete Möglichkeit wäre eine Zwischenkühlung während der Verdichtung. Hierbei würde die Verdichtung des Kältemittels unterbrochen werden, um das Kältemittel auf

---

<sup>126</sup> Vgl. Wellmann (2017), Seite 252.

<sup>127</sup> Rosenberger (2016) zeigt den Wirkungsgrad verschiedener Materialien für den Einsatz als thermoelektrische Generatoren auf. Bei einer Temperaturdifferenz von 100K beträgt dieser zwischen 1 und 4%.

<sup>128</sup> Vgl. Hirota (2005), Abbildung 2.

<sup>129</sup> Vgl. Bockholt (2009), Seite 21 ff.

einem mittleren Druckniveau zu kühlen, um anschließend die Verdichtung auf das hohe Druckniveau vorzunehmen. Hierdurch würden die hohen Verdichtungsendtemperaturen vermieden und gleichzeitig die Effizienz des Kältekreislaufes erhöht. Verschiedene Varianten von Kältemittelkreisläufen werden von Möhlenkamp vorgestellt und verglichen.<sup>130</sup> Nachteilig bei den gezeigten Varianten ist der deutlich angestiegene apparative Aufwand.

### **3.3.3 Bewertung von PKW-Klimaanlagen mit Zulufttemperaturen unter 0°C mit dem Kältemittel R-744**

R-744 hat in den relevanten Zuständen auf der Saugseite eine deutlich höhere Dichte als R-134a. Dies bietet die Möglichkeit, mit deutlich geringerem Hubvolumen und auch mit kleiner dimensionierten Saugleitungen die gewünschte Funktion darzustellen. Dies ist vor allem bezüglich des benötigten Bauraums relevant.

Demgegenüber steht das Problem des Überschreitens der aktuell im Stand der Technik vorgeschriebenen Heißgastemperatur bei der Verwendung eines IWTs, welcher für den konventionellen Betrieb ausgelegt ist. Ein Verzicht auf den IWT oder die Reduzierung von dessen Wärmeübertragung wirkt sich dabei negativ auf die Effizienz und Leistung des Kältekreislaufes aus. Falls es nicht möglich ist, die erlaubte Heißgastemperatur zu erhöhen, so erfordert die Absenkung der Lufttemperatur nach dem Verdampfer auf unter 0°C einen IWT mit einer veränderlichen Wärmeleitung. Die vorgestellten Konzepte weisen jedoch allesamt Nachteile auf, so dass in diesem Bereich weitere Forschungen anzustreben sind.

Wenn es gelingen sollte, das Problem der zu hohen Verdichteraustrittstemperaturen mit vertretbarem Aufwand zu beheben, so wäre ein Einsatz von R-744 zu bevorzugen. Andernfalls ist eine genauere Betrachtung notwendig, um das optimale Kältemittel für den jeweiligen Fahrzeugeinsatz zu ermitteln.

Eine weitere zu bewertende Alternative besteht in der Verwendung von zwei Kältemitteln in einem Fahrzeug. Die Abkühlung auf 0°C könnte dabei durch einen R-134a-Kältekreislauf erfolgen, um die vorteilhaften Eigenschaften bezüglich der Wärmeabfuhr auch bei heißen Umgebungsbedingungen zu nutzen. Die Abkühlung auf -15°C könnte mit dem Kältemittel R-744 vorgenommen werden, um die positiven Eigenschaften bei der Abkühlung auf -15°C zu nutzen.

---

<sup>130</sup> Vgl. Möhlenkamp (2017), Seite 12 ff.

## 4 Zusammenfassung

Basierend auf Messungen mit zwei Fahrzeugaufbauten konnte der Nachweis erbracht werden, dass Lufttemperaturen unter  $0^{\circ}\text{C}$  nach dem Verdampfer geeignet sind, den Zielkonflikt zwischen akustischem Qualitätseindruck und thermischem Komfort im Kühlbetrieb zu entschärfen.

Bei der angestrebten Absenkung der Lufttemperatur auf  $-15^{\circ}\text{C}$  konnte dadurch unter Beibehaltung des thermischen Komfort das subjektiv wahrgenommene Geräusch halbiert werden, was den akustischen Qualitätseindruck der Klimaanlage signifikant verbessert.

Durch die Absenkung der Lufttemperaturen sinkt der Verdampfungsdruck des Kältemittels, was ohne eine Anpassung der Komponenten zu einer Reduzierung der Kälteleistung führt, so dass die Lufttemperaturen unter  $0^{\circ}\text{C}$  nach dem Verdampfer nur bei Lastfällen mit geringen Kälteleistungsanforderungen erreicht werden.

Eine Steigerung der installierten Kälteleistung ermöglicht hingegen über einen Großteil der Betriebsfälle, die Lufttemperaturen deutlich unter  $0^{\circ}\text{C}$  abzusenken. Hierdurch besteht die Möglichkeit, entweder die akustische Qualitätswahrnehmung oder den thermischen Komfort gegenüber dem Stand der Technik deutlich zu erhöhen oder entsprechend geringere Verbesserungen bei beiden Aspekten zu erreichen.

Subjektiv wurde die Absenkung der Ausblastemperaturen vor allem bei heißen Außentemperaturen von den Projektbeteiligten als sehr positiv wahrgenommen. Diese Aussage ist allerdings nicht repräsentativ.

Bedingt durch die Eisbildung an dem Verdampfer sind Abtauzyklen notwendig, um den luftseitigen Druckverlust über den Verdampfer zu begrenzen. Während dieser Abtauzyklen steigt die Lufttemperatur nach dem Verdampfer an, was auch zu einer Schwankung der Temperatur der Zuluft in die Kabine führt. An den Ausströmern im Griffbereich kann der Passagier diese Temperaturänderung wahrnehmen. Die mittlere Lufttemperatur in der Kabine ändert sich dabei nicht signifikant, da die Dauer der Abtauzyklen ausreichend kurz ist. Der thermische Komfort wird insofern nicht durch die Abtauzyklen beeinflusst.

Ein gravierender Nachteil der vorgestellten Absenkung der Lufttemperatur nach dem Verdampfer besteht in der geringeren Effizienz des Kältekreises, was sich in einem Mehrverbrauch des Fahrzeuges bedingt durch die Klimaanlage äußert. Da die Klimaanlage der größte Nebenver-



braucher im Fahrzeug ist, ist ein dauerhafter Betrieb mit den niedrigen Verdampfungstemperaturen aus ökologischer Sicht kritisch zu hinterfragen. Dieser Nachteil ist vor allem bei der vorgestellten Variante mit einem Kältekreislauf ausgeprägt.

Die Variante mit zwei Kältekreisen ist wegen der zusätzlich zu verbauenden Komponenten bezüglich Kosten, Gewicht und Bauraum herausfordernd.

Mit der Verwendung eines mehrstufig ansaugenden Verdichters lassen sich die Vorteile beider Konzepte mit geringen Effizienzeinbußen und wenigen zusätzlichen Komponenten verbinden.

Vor dem Hintergrund der zunehmenden Verbreitung von Elektromobilität werden zum Einen die Anforderungen an den akustischen Komfort im Fahrzeug steigen, des Weiteren wird bei der Verwendung von regenerativ erzeugtem Strom der ökologische Nachteil der schlechten Effizienz reduziert. Insofern stellt die Absenkung der Lufttemperaturen nach dem Verdampfer unter 0°C in Verbindung mit einem mehrstufig ansaugenden Verdichter ein attraktives Konzept für Elektrofahrzeuge dar.

## 5 Literaturverzeichnis

- Ackermann, J., Brinkkötter, C., Priesel, M. (2013): *Neue Ansätze zur Energieeffizienten Klimatisierung von Elektrofahrzeugen*. In: ATZ 06/2013
- Achaichia, N., San Roman, M. (2011): *LOW GWP REFRIGERANT FOR BUSES AND TRAINS AIR CONDITIONING*. Aus: <https://www.honeywell-refrigerants.com/europe/wp-content/uploads/2013/03/honeywell-solstice-hfo1234yf-lgwp-buses-trains-air-conditioning-paper.pdf>
- Albrecht, J.-C., Wachsmuth, C. (2017): *DE 10 2016 203 758*. Schutzrecht
- Albrecht, J.-C., Dobmann, M., Vrielink, N., Wachsmuth, C. (2016): *US2016303945 AA*. Schutzrechtsanmeldung
- Albrecht, J.-C., Wachsmuth, C. (2016): *DE 10 2015 209 380 A1*. Schutzrecht
- Albrecht, J.-C., Wachsmuth, C. (2017): *DE 10 2015 217 160 A1*. Schutzrecht
- Amer, M., Wang, C.-C. (2017): *Review of defrosting methods*. In: Renewable and Sustainable Energy Reviews 73
- Aoki, K., Katayama, K., Hayashi, Y. (1983): *A Study on Frost Formation (The Process of Frost Formation involving the Phenomena of Water Permeation and Freezing)*. In: Bulletin of the JSME, Vol. 26, No. 211, January 1983
- Audi AG (2019): *A8 Preisliste Modelljahr 2019*, Ingolstadt, 30.01.2019
- Bockholt, M. (2009): *Dynamische Optimierung von mobilen CO<sub>2</sub>-Klimaanlagen mit innovativen Komponenten*. Dissertation. TU Braunschweig. Institut für Thermodynamik
- Böttcher, C. (2006): *Wasserspeicherung in einem Pkw-Klimagerät*. Dissertation. TU Braunschweig. Institut für Thermodynamik
- Biermeier, T., Becker, S., Risch, P. (2012): *Acoustic Investigations of HVAC Systems in Vehicle*. In: SAE Technical Paper, Nr. 2012-01-1185
- F.A. Brockhaus (1896): *Wasser*. In: Brockhaus Konversations-Lexikon, 16. Band Türkistan-Zz, Leipzig, Berlin, Wien: F.A. Brockhaus, 14. vollständig neu bearbeitete Auflage
- Cho, H., Kim, Y., Jang, I. (2005): *Performance of a showcase refrigeration system with multi-evaporator during on-off cycling and hot-gas bypass defrost*. In: Energy 30

- Chepurnoi, M. N., Lomakin, V. N. (1986): *PRESSURE LOSSES IN FINNED AIR COOLERS DURING FROST FORMATION*, Vinnitsa Polytechnic Institute. Übersetzt: Inzhenerno-Fizicheskii Zhurnal, Vol. 50, No. 6, pp. 896-899, June, 1986. Original article submitted February 25, 1985.
- Datta, S.P., Das, P.K., Mukhopadhyay, S. (2014): *Obstructed airflow through the condenser of an automotive air conditioner - Effects on the condenser and the overall performance of the system*. In: Applied Thermal Engineering 70
- Denso (2019): *Heat pump air-conditioning system*. Von: <https://www.denso.com/global/en/products-and-services/thermal/pick-up/hpacs/> (Letzter Zugriff: 23.06.2019)
- DIN 1946-3 (Juli 2006)
- DIN EN ISO 7730 (Mai 2006)
- DIN ISO 5128 (November 1984)
- Drees, H., Zwicker, A., Neumann, L. (1992): *Kühlanlagen*. Berlin, München: Verlag Technik GmbH
- Eggers, H. (2019): *Geräusentwicklung im Pkw-Kältekreislauf durch Schwingungen des Expansionsventils*. Dissertation. TU Braunschweig. Institut für Thermodynamik.
- Eilemann, A. (1999): *Practical Noise and Vibration Optimization of HVAC Systems*. In: SAE Technical Paper, Nr. 1999-01-0867
- Eisele, G., Kauth, M. Steffens, C. et al. (2019): *Automotive megatrends and their impact on NVH*. Aus: 19. Internationales Stuttgarter Symposium, Springer Fachmedien Wiesbaden GmbH
- Europäische Union (2006): *RICHTLINIE 2006/40/EG DES EUROPÄISCHEN PARLAMENTS UND DES RATES vom 17. Mai 2006 über Emissionen aus Klimaanlage in Kraftfahrzeugen und zur Änderung der Richtlinie 70/156/EWG*
- Fellbaum, K. (2012): *Sprachverarbeitung und Sprachübertragung*. 2. Auflage Berlin Heidelberg: Springer-Verlag
- Ferjaoui, N. (2018): *Bewertung einer veränderten Verdampfertemperatur auf die Luftfeuchtigkeit, den thermischen und akustischen Komfort im Fahrzeug*. Bachelorarbeit. Ostfalia Hochschule für angewandte Wissenschaften, Wolfsburg

- Feuerecker, G., Neumeister, D. (2008): *Improvement of a refrigerant cycle by ejector expansion*. In: Internationales Stuttgarter Symposium – Automobil- und Motorentechnik, Band 2
- Fölster, T., Rilling, W., Salzer, W. et al. (2009): *Sitz- und Klimaanlage für Komfort im Innenraum*. In: ATZextra: Die neue E-Klasse von Mercedes-Benz, Januar 2009
- Frisch, A., Schanda, M., Engelhardt, S. (2013): *WELLNESS UND BÜRO VEREINT*. In: ATZextra: Die neue S-Klasse von Mercedes-Benz, Mai 2013
- Geyer, S., Zeller, M., Kuckuk, B. (2012): *Interieur und Sitzanlage*. In: ATZextra: Mercedes-Benz SL, April 2012
- Grael, A. (2010): *DE 20 2010 017 833 U1*. Schutzrecht
- Großmann, H. (2013): *Pkw-Klimatisierung: Physikalische Grundlagen und technische Umsetzung*. 2. Auflage Berlin, Heidelberg: Springer-Verlag
- Großmann, H. (2016): *Comparing the Refrigerant R1234yf and CO<sub>2</sub>*. In: ATZ worldwide, Ausgabe 10/2016
- Hayashi, Y., Aoki, A., Adachi, S., Kori, K. (1977): *Study of Frost Properties Correlating With Frost Formation Types*. In: Journal of Heat Transfer, Vol. 99
- Heinle, D., Riegel, H., Weinbrenner, M. (2005): *Klimatisierung mit dem Kältemittel R744*. In: ATZ 09/2005
- Huang, D., Li, Q., Yuan, X. (2009): *Comparison between hot-gas bypass defrosting and reverse-cycle defrosting methods on an air-to-water heat pump*. In: Applied Energy 86
- Hildebrandt, D. (2014): *Entwicklung einer Regelung eines Kältemittelkreislaufs mit zwei unterschiedlichen Verdampfungsdrücken*. Bachelorarbeit. TU Braunschweig. Institut für Thermodynamik
- Hirota, H. (2005): *EP 1607698 A2*. Schutzrecht
- Hofacker, A. (2015): *Akustik für Fahrzeuge mit elektrifiziertem Antrieb*. In: ATZ 05/2015

- Homann, S. (2014): *Aufbau eines Prüfstandes für Fahrzeugklimaanlagen mit den unterschiedlichen Verdampfungsdrücken, einhergehend mit der messtechnischen Untersuchung des thermodynamischen Verhaltens des Gesamtsystems*, Bachelorarbeit. Ostfalia Hochschule für angewandte Wissenschaften, Wolfsburg
- Hosoda, T., Uzuhashi, H. (1967): *Effects of Frost on the Heat Transfer Coefficient*. In: Hitachi Review, Vol. 16 No. 6
- Jungnickel, H. (1990): *Grundlagen der Kältetechnik*. Berlin: Verlag Technik GmbH
- J.D. Power Asia Pacific (2012): *J.D. Power Asia Pacific Reports: Chinese Domestic Brands Improve in Vehicle Dependability, Further Narrowing the Gap with International Brands*. Presseerklärung. Von: <https://europe.jdpower.com/sites/default/files/2012228-chinavds.pdf>
- J.D. Power Asia Pacific (2012-2): *J.D. Power Asia Pacific Reports: Owners of New Compact Car Models Report More Initial Quality Problems Than Owners in Other Vehicle Segments*. Presseerklärung. Von: <https://europe.jdpower.com/sites/default/files/2012222-thiqs.pdf>
- J.D. Power (2014): *U.S. Vehicle Dependability Study (VDS)*. Zitiert nach: Top Three Reasons for Decline in Vehicle Dependability. Von: <https://ca.finance.yahoo.com/news/top-three-reasons-decline-vehicle-dependability-201200679.html> (Letzter Zugriff: 02.11.2019)
- Kawamoto, Y., Gota, O., Shan, Z. (2017): *Ejector Energy-Saving Technology for Mobile Air Conditioning Systems*. SAE Int. J. Passeng. Cars - Mech. Syst. 10(1):102-110, 2017, <https://doi.org/10.4271/2017-01-0120>.
- Kim, K., Kim, M-H, Kim, D. R., Lee, K.-S. (2014): *Thermal performance of microchannel heat exchangers according to the design parameters under the frosting conditions*. In: International Journal of Heat and Mass Transfer 71.
- Köhler, J., Richter, C., Tegethoff, W., Tischendorf, C. (2007): *Experimental and Theoretical Study of a CO<sub>2</sub> Ejector Refrigeration Cycle*. Vortrag. VDA Winter Meeting, Saalfelden, February 14-15, 2007

- König, M. (2018): *Verlustmechanismen in einem halbhermetischen PKW-CO<sub>2</sub>-Axialkolbenverdichter*. Dissertation. TU Braunschweig. Institut für Thermodynamik
- Kosowski, K. (2009): *Energieeffiziente Naturumlaufabtauung einer CO<sub>2</sub>-Wärmepumpe*. Dissertation. TU Braunschweig. Institut für Thermodynamik
- Kuhn, P., Graz, M., Obrist, F. (2001): *Kohlendioxid-R744 als Kältemittel in Fahrzeug-Klimaanlagen*. In: ATZ 12/2001.
- Lee, H., Shin, J., Ha, S. et al. (2004): *Frost formation on a plate with different surface hydrophilicity*. In: International Journal of Heat and Mass Transfer 47
- Li, C.-J., Su, C.-C. (2003): *Experimental study of a series-connected two-evaporator refrigerating system with propane (R-290) as the refrigerant*. Applied Thermal Engineering 23, S. 1503-1514
- Li, L.T., Wang, W., Sun, Y.Y. Feng, Y.C., Lu, W.P., Zhu, J.H., Ge, Y.J. (2014): *Investigation of defrosting water retention on the surface of evaporator impacting the performance of air source heat pump during periodic frosting–defrosting cycles*. In: Applied Energy 135
- Li, Z., Zhao, D. et. al. (2018): *Effect of enthalpy exchanger on reducing frost accumulation on evaporator in frost-free refrigerator*. In: International Journal of Refrigeration 89, S. 51-60
- Lunanova, M. (2009): *Optimierung von Nebenaggregaten*. Wiesbaden: Vieweg + Teubner GWV Fachverlag GmbH
- Lucas C., Schröder, A., Rusche, H., Köhler, J. (2013): *Numerische und experimentelle Untersuchung eines CO<sub>2</sub> Ejektors*. Vortrag. DKV Tagung 2013, Hannover.
- Moallem, S. Padhmanabhan, S. Cremaschi, L. Fisher, D. E. (2012): *Experimental investigation of the surface temperature and water retention effects on the frosting performance of a compact microchannel heat exchanger for heat pump systems*. In: International Journal of Refrigeration 35
- Möhlenkamp, A. (2017): *Untersuchung zweistufiger Transportkälteanlagen mit natürlichen Kältemitteln*. Dissertation. TU Braunschweig. Institut für Thermodynamik.
- Molt, K. (1998) *PTC-Heizung*. In: ATZ Automobiltechnische Zeitschrift 100 (1998) 7/8

- Neumeister, D., Wiebelt, A., Heckenberger, T. (2010): *SYSTEMEINBINDUNG EINER LITHIUM-IONEN-BATTERIE IN HYBRID- UND ELEKTROAUTOS*. In: ATZ Automobiltechnische Zeitschrift 04/2010
- Nielsen, F., Uddheim, A., Dalenbäck, J.-O. (2016): *Potential energy consumption reduction of automotive climate control systems*. In: Applied Thermal Engineering 106
- Pudenz, K. (2011): *Mit optimierten Pkw-Klimaanlagen Kraftstoff sparen*. In: ATZ Online vom 13.06.2011
- Qu, X., Shi, J., Qi, Z., Chen, J. (2011) *Experimental study on frosting control of mobile air conditioning system with microchannel evaporator* In: Applied Thermal Engineering 31
- SAE (2011): *J639 FEB 2011 Safety Standards for Motor Vehicle Refrigerant Vapor Compression Systems*, SAE International
- Schmidt, C., van Treeck, C. (2015): *Lokale Klimatisierungsmaßnahmen in Elektrofahrzeugen*. In: ATZ 11/2015
- Schwab, R., Grün, G. (2013): *Ableitung eines messbaren Klimasummenmaßes für den Vergleich des Fahrzeugklimas konventioneller und elektrischer Fahrzeuge*. Berlin: FAT Forschungsvereinigung Automobiltechnik e.V.
- Spath, D., Bauer, W., Rief, S. (2010): *Green Office Ökonomische und ökologische Potenziale nachhaltiger Arbeits- und Bürogestaltung*. Wiesbaden: Springer Fachmedien
- Skolaut, W. (2018): *Maschinenbau*. Heidelberg: Springer Vieweg
- 楊盛傑 (2008): *JP3145551U*. Patent
- Oshitani, H., Futamata, H., Nishino, T. et al. (2019): *DE 10 2011 015 838 B4*. Patent
- Reichelt, J. (2017): *CO2 as a Refrigerant – A Start Has Been Made*. In: ATZ worldwide, Ausgabe 7 – 8/2017
- Rosenberger, M., Dellner, M., Kluge, M., Tarantik, K. (2016): *Fahrzeugintegration eines thermoelektrischen Generators*. In: MTZ 04/2016
- Rugh, J., Hovland, V., Andersen, S.O. (2004): *Significant Fuel Savings and Emission Reductions by Improving Vehicle Air Conditioning*. Vortrag. 15<sup>th</sup> Annual Earth Technologies Forum and Mobile Air Conditioning Summit April 15, 2004

- Schwarz, W. (2010): *Emissionen fluorierter Treibhausgase in Deutschland 2008*. Texte 41/2010, Umweltbundesamt
- Schydlo, A. (2010): *Reifbildung und –wachstum auf gekühlten Rohroberflächen*. Dissertation. TU Darmstadt
- Song, M. Shiming, D., Chaobin, D., Ning, M., Zhihua, W. (2018): *Review on improvement for air source heat pump units during frosting and defrosting*. In: Applied Energy 211
- Steiner, A., Rieberer, R. (2015): *Simulation based identification of the ideal defrost start time for a heat pump system for electric vehicles*. In: International Journal of Refrigeration 57
- Tao, Y.-X., Besant, R.W., Mao, Y. (1993): *Characteristics of Frost Growth on a Flat Plate During the Early Growth Period*. ASHRAE
- Westerloh, M. (2018): *Analyse des weltweiten Energiebedarfs zum Heizen und Kühlen von Elektrofahrzeugen*. Dissertation. TU Braunschweig. Institut für Thermodynamik.
- Westhäuser, J., You, Z., Albrecht, J.-C., Lemke, N., Köhler, J. (2018): *Untersuchung der Vereisung von Mikrokanal-Wärmeübertragern*. DKV Tagung 2018, Aachen.
- Wu, J., Ouyang, G., Hou, P., Xiao, H. (2011): *Experimental investigation of frost formation on a parallel flow evaporator*. In: Applied Energy 88
- Wang, Z., Yang, H., Chen, S. (2013): *Study on the operating performance of cross hot-gas bypass defrosting system for air-to-water screw heat pumps*. In: Applied Thermal Engineering 59
- Wellmann, P. (2017): *Materialien der Elektronik und Energietechnik*. Wiesbaden: Springer Fachmedien Wiesbaden GmbH
- Wu, X., Dai, W., Shan, X. Wang, W., Tang, L. (2007): *Visual and Theoretical Analyses of the Early Stage of Frost Formation on Cold Surfaces*. In: Journal of Enhanced Heat Transfer, Juli 2007
- Zeller, P. (2018): *Handbuch Fahrzeugakustik*. 3., aktualisierte Auflage, Wiesbaden: Springer Fachmedien Wiesbaden GmbH





## 6 Anhang

### 6.1 Beschreibung der Umgebungsbedingungen und Fahrparameter zu Kapitel 3.1.3.3

Im Kapitel 3.1.3.3 wurde untersucht, welche mittleren Lufttemperaturen nach dem Verdampfer in einem realen Kundenbetrieb erreicht werden konnten. Hierbei wurden verschiedene Messungen im realen Fahrbetrieb summiert ausgewertet. Für eine bessere Einordnung und Interpretation der Ergebnisse sind die Randbedingungen in der Tabelle 5 dargestellt. Bei den Randbedingungen handelt es sich um Messwerte der serienmäßig im Fahrzeug verbauten Sensorik, also keiner kalibrierten Messtechnik.

Die Angabe der Messdauer dient der Einordnung, wie groß der Anteil der Messzeit ohne signifikante Änderung der Innenraumtemperatur an der Gesamtzeit der Messungen ist. Hier sind vor allem die Messungen 3 und 7 zu erwähnen, welche mit mehreren Stunden Messdauer nur einen geringen Anteil dynamischer Abkühlung des Innenraums aufweisen.

Die Angabe der mittleren Sonnenintensität sowie der mittleren Außentemperatur dient der Abschätzung der thermischen Last, also wieviel Wärme während der Messungen in die Kabine eingetragen wurde.

Die mittlere Fahrgeschwindigkeit wurde als Indiz für die Durchströmung des Verflüssigers dargestellt, zusammen mit der mittleren Motordrehzahl und der gemittelten Außentemperatur kann damit auf die Leistungsfähigkeit der Kältekreise geschlossen werden.

Die Angabe der mittleren Lufttemperatur vor Verdampfer, 30 bis 60 Sekunden nach Messbeginn, dient der Einordnung der Konditionierung des Fahrzeuges. Geringe Temperaturen wie zum Beispiel bei Messung 2 zeigen, dass das Fahrzeug nicht lange durch Sonneneinstrahlung erwärmt wurde. Bei Messung 4 hingegen reicht die Erwärmung der Bauteile im Innenraum durch die Sonneneinstrahlung dafür aus, dass auch 30 bis 60 Sekunden nach Messbeginn noch Lufttemperaturen oberhalb von 35°C vom Gebläse angesaugt wurden. Bei dieser Auswertung wurden die ersten 30 Sekunden der Messung nicht berücksichtigt, um nicht geringe thermische Massen, wie zum Beispiel das Gehäuse des Klimagerätes, zu berücksichtigen, sondern durch die längere Umwälzung der Luft im Innenraum ein Indiz für die Erwärmung des Innenraums zu bekommen.

Messung	Startzeit	Dauer (hh:mm:ss)	Motordrehzahl (1/min)	Außen- temperatur (°C)	Sonnensensor links (W/m <sup>2</sup> )	Sonnensensor rechts (W/m <sup>2</sup> )	Fahrgeschwin- digkeit (km/h)	Mittelwert Luft- temperatur vor Verdampfer Sekunde 30 bis 60 (°C)
1	10:48:05	01:02:41	2868	30,4	622	952	110	21,0
2	10:02:22	00:26:16	2339	28,1	188	127	34	17,7
3	10:49:00	05:12:04	2714	30,0	341	296	99	21,5
4	14:48:54	00:21:20	2584	35,5	782	810	73	35,9
5	15:23:36	00:46:27	2616	35,7	954	986	48	27,8
6	07:44:50	00:30:48	2572	34,2	754	655	76	28,0
7	15:04:02	03:10:28	3034	24,0	222	335	119	18,4
8	13:25:20	00:43:02	2036	31,3	723	792	27	37,1

*Tabelle 5: Randbedingungen der Fahrzeugmessungen mit zwei Kältekreisen*

## 6.2 Beschreibung der Umgebungsbedingungen und Fahrparameter zu Kapitel 3.2.4.1

In Kapitel 3.2.4.1 wurde unter anderem bewertet, wie hoch der Zeitanteil bei zehn Messungen war, bei denen Lufttemperaturen unter 0°C erreicht wurden. Zur besseren Interpretation dieser Ergebnisse sind in der

Tabelle 6 die Randbedingungen der Messungen zusammengefasst. Zur Auswahl der dargestellten Betriebsbedingungen sei auf Kapitel 6.1 verwiesen, wobei bei diesem Messaufbau die Messwerte des Sonnensensors nicht erfasst wurden, insofern fehlt die durchaus wesentliche Aussage zur Sonneneinstrahlung.

Messung	Startzeit	Dauer (hh:mm:ss)	Motordrehzahl (1/min)	Außen- temperatur (°C)	Sonnensensor links (W/m <sup>2</sup> )	Sonnensensor rechts (W/m <sup>2</sup> )	Fahrgeschwin- digkeit (km/h)	Mittelwert Luft- temperatur vor Verdampfer Sekunde 30 bis 60 (°C)
1	15:51:08	02:07:27	2340	34,8			88	23
2	15:24:22	02:01:20	1619	34,6			47	28
3	09:30:49	01:49:01	1260	30,3			22	29
4	11:47:07	01:31:51	2154	33,0			75	32
5	15:17:50	01:14:00	1663	30,1			40	25
6	10:09:36	01:14:19	1136	29,7			20	20
7	12:33:15	01:08:24	1856	33,7			54	24
8	11:28:57	01:00:59	1803	34,7			54	20
9	14:20:19	01:00:16	1619	36,8			31	44
10	11:22:43	01:30:51	2248	29,8			77	36

*Tabelle 6: Randbedingungen der Fahrzeugmessungen mit einem Kältekreis*

## 6.3 Detaillierte Informationen zu der Simulation in Kapitel

### 3.1.1.1

Die Simulation wurde mittels Dymola 2019 VC 2010 mit der Bibliothek TIL 3.6.0 durchgeführt. Die Komponentenmodelle wurden aus dem Beispiel „AutomotiveACCycle\_R134a“ übernommen und angepasst. Der Kältekreis wurde auf eine konstante Überhitzung von 3K nach dem Verdampfer geregelt.

Verdichter: Es wurde ein Hubkolbenverdichter mit 150 cm<sup>3</sup> Hub simuliert. Das Modell ist stark vereinfacht und rechnet mit konstanter isentroper, volumetrischer und effektiver isentroper Effizienz von jeweils 0,7. Diese Vereinfachung schränkt die Aussagekraft der Simulation deutlich ein, es war jedoch kein validiertes Modell eines Hubkolbenverdichters für den entsprechenden Saugdruckbereich verfügbar.

Verflüssiger: Es wurde das Modell eines Verflüssigers mit separater Unterkühlstrecke verwendet. Der Verflüssiger weist eine Breite von 0,53m, eine Höhe von 0,34m und eine Tiefe von 0,0175m auf. Der Verflüssiger ist dreipässig aufgebaut mit einer Passaufteilung von 16, 11 und

6 Flachrohren je Pass und 13 Strömungskanälen je Flachrohr. Bei der luftseitig parallelen Anordnung der Verflüssiger wurde die Tiefe des Verflüssigers verdoppelt und ebenso die Anzahl der Strömungskanäle je Flachrohr. Die Anpassung der Stirnfläche erfolgte durch eine Reduzierung der Breite; die Höhe wurde nicht verändert.

Unterkühlstrecke: Nach dem Sammler wurde im Kältemittelkreislauf eine Unterkühlstrecke integriert. Diese weist eine Breite von 0,53m, eine Höhe von 0,05m und eine Tiefe von 0,0175m auf. Die Unterkühlstrecke ist einpässig aufgebaut mit 13 Strömungskanälen je Flachrohr. Bei der luftseitig parallelen Anordnung der Verflüssiger wurde die Tiefe des Verflüssigers verdoppelt und ebenso die Anzahl der Strömungskanäle je Flachrohr. Die Anpassung der Stirnfläche erfolgte durch eine Reduzierung der Breite; die Höhe wurde nicht verändert.

Verdampfer: Für beide Kreisläufe wurde ein Verdampfer verwendet, welcher eine Höhe von 0,3055m, eine Breite von 0,199m und eine Tiefe von 0,06m aufweist. Der Verdampfer ist dreipässig aufgebaut mit einer Passaufteilung von 16, 11, 16 Flachrohren je Pass und 14 Strömungskanälen je Flachrohr. Die Eisbildung auf dem Verdampfer wurde nicht abgebildet, die benötigte Energie zum Einfrieren des kondensierenden Wassers hingegen berücksichtigt.

Anströmfläche des Verflüssigers des 1. Kreises in 1. Ebene [%]:		0	100	35	40	29
0°C - Kreislauf						
Verflüssiger	Lufttemperatur vor [°C]	40,0	45,7	40,0	40,0	40,0
	Lufttemperatur nach [°C]	54,6	61,1	63,0	65,7	60,6
	Luftmassenstrom [kg/s]	0,434	0,434	0,280	0,260	0,308
	Wärmestrom Luft [kW]	6,456	6,863	6,648	6,849	6,488
UK-Strecke	Lufttemperatur vor [°C]	40	45,7	40	40	40
	Lufttemperatur nach [°C]	50,42	57	57,3	60	55
	Luftmassenstrom [kg/s]	0,066	0,066	0,04	0,04	0,0467
	Wärmestrom Luft [kW]	0,700	0,769	0,758	0,807	0,713
Verdampfer	Lufttemperatur vor [°C]	40	40	40	40	40
	rel. Luftfeuchtigkeit [%]	40	40	40	40	40
	Lufttemperatur nach [°C]	3	3	3	3	3
	Luftmassenstrom [kg/s]	0,067	0,067	0,067	0,067	0,067
	Sensible Kälteleistung [kW]	2,54	2,54	2,54	2,54	2,54
	Latente Kälteleistung [kW]	2,28	2,28	2,28	2,28	2,28
Verdichter	Drehzahl [1/s]	50	50	50	50	50
	Ansteuerung Hub [%]	48	53	50	53	48
	<b>Wellenleistung [kW]</b>	<b>2,33</b>	<b>2,81</b>	<b>2,58</b>	<b>2,84</b>	<b>2,38</b>
-15°C Kreislauf						
Verflüssiger	Lufttemperatur vor [°C]	54,0	40,0	40,0	40,0	40,0
	Lufttemperatur nach [°C]	60,8	46,1	58,8	56,0	46,2
	Luftmassenstrom [kg/s]	0,434	0,434	0,152	0,174	0,126
	Wärmestrom Luft [kW]	3,074	2,71	2,916	2,845	3,099
UK-Strecke	Lufttemperatur vor [°C]	54,0	40,0	40,0	40,0	40,0
	Lufttemperatur nach [°C]	57,4	42,8	52,7	47,0	57,7
	Luftmassenstrom [kg/s]	0,066	0,066	0,023	0,026	0,019
	Wärmestrom Luft [kW]	0,235	0,185	0,298	0,273	0,346
Verdampfer	Lufttemperatur vor [°C]	3	3	3	3	3
	rel. Luftfeuchtigkeit [%]	100	100	100	100	100
	Lufttemperatur nach [°C]	-15	-15	-15	-15	-15
	Luftmassenstrom [kg/s]	0,067	0,067	0,067	0,067	0,067
	Sensible Kälteleistung [kW]	1220	1220	1220	1220	1220
	Latente Kälteleistung [kW]	699	699	699	699	699
Verdichter	Drehzahl [1/s]	50	50	50	50	50
	Ansteuerung Hub [%]	39	32	0,37	0,35	0,41
	<b>Wellenleistung [kW]</b>	<b>1,39</b>	<b>0,98</b>	<b>1,29</b>	<b>1,20</b>	<b>1,53</b>
<b>Summe Wellenleistung [kW]</b>		<b>3,72</b>	<b>3,79</b>	<b>3,87</b>	<b>4,03</b>	<b>3,90</b>

Tabelle 7: Daten der Simulation der verschiedenen Verflüssigerpositionen